



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ZDVIŽNÝ POZIČNÍ STŮL

LIFT POSITIONAL TABLE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

JAKUB SOLOVSKÝ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. PŘEMYSL POKORNÝ, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Jakub Solovský

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Zdvižný poziční stůl

v anglickém jazyce:

Lift positional table

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte zdvižný poziční stůl u dopravní linky v hromadné výrobě pro zdvih palety s dopravovaným materiálem.

Technické parametry:

Rozměry palety	1200x800 mm
hmotnost nákladu	500kg
první pozice tratě od země	0,75kg
druhá pozice	2,5 (od země)

Cíle bakalářské práce:

Proveďte:

Koncepci typu pohonu zvedání.

Funkční výpočet pohonu zdvihy, funkční výpočet pohonu podavače palet na stole.

Stanovení hlavních rozměrů zdvižného stolu.

Analytický výpočet silového zatížení a pevnostní výpočet vybraných konstrukčních uzlů dle pokynů vedoucího práce.

Nakreslete:

Sestavný výkres zdvižného stolu.

Podsestavu rám stolu.

Dílenské výkresy dle pokynů vedoucího práce

Seznam odborné literatury:

KLIMEŠ, P.: Části a mechanismy strojů, Akademické nakladatelství CERM, 2003

LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: Strojnické tabulky, vyd. Albra, 2003, s. 865, ISBN: 80-86490-74-2

GAJDŮŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno, 1988

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 12.11.2014

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato práce je zaměřena na funkční a pevnostní výpočet nůžkového zdvižného mechanismu pro přepravu materiálu o hmotnosti 500 kg umístěného na paletě. Požadovaný zdvih je z první pozice 0,75 m do pozice 2,5 m od země. V jednotlivých částech je uveden konstrukční návrh, výpočet pohonu podavače palet, rozměry mechanismu a zatížení všech jeho členů. Poté je provedena pevnostní kontrola a návrh pohonu realizující zdvih. Součástí práce je i výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

zdvižný poziční stůl, nůžkový mechanismus, lineární hydromotor, pevnostní kontrola, statická rovnováha

ABSTRACT

This bachelor thesis is focused on functional strength calculation of scissor lift mechanism, which serves for transporting loads of a weight 500 kg situated on a pallet. Required lift height is from the first position 0,75 m to the second 2,5 m above the ground. There are mentioned engineering design, calculation of roller conveyor drive, dimension of lifting mechanism and concept of linear hydraulic motor in particular parts of the thesis. Other part of this thesis is drawing documentation.

KEYWORDS

lift positional table, scissor lift, linear hydromotor, stress control, static balance

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SOLOVSKÝ, J. *Zdvižný poziční stůl*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 62 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Přemysla Pokorného, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 28. května 2015

.....

Jakub Solovský

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. za odborné vedení práce a poskytnutí cenných rad a podkladů. Také bych rád poděkoval své rodině za plnou podporu po celou dobu studia.

OBSAH

Úvod.....	15
1 Cíle práce.....	16
2 Zvolené konstrukční řešení.....	17
3 Návrh podavače.....	18
3.1 Volba řetězového kola	19
3.2 Volba válečků.....	20
3.3 Výpočet řetězových smyček.....	21
3.3.1 Návrh a výpočet hnané řetězové smyčky.....	21
3.3.2 Návrh a výpočet hnací řetězové smyčky.....	22
3.4 Stanovení počtu válečků pod předmětem	24
3.5 Stanovení zatížení jednoho válečku.....	24
4 Návrh pohonu válečkové tratě	25
4.1 Výpočet celkové hmotnosti břemene.....	25
4.2 Výpočet výkonu motoru.....	25
4.3 Výpočet výstupních otáček motoru	26
4.4 Výpočet krouticího momentu motoru.....	26
4.5 Kontrola rozběhu motoru	27
5 Statický výpočet.....	30
5.1 Určení pohyblivosti.....	30
5.2 Zatěžující síly	30
5.3 Zatížení stolu v dolní poloze	31
5.3.1 Výpočet způsobů zatížení stolu	31
5.3.2 Zatížení na středu stolu	31
5.3.3 Zatížení stolu na pravém okraji	32
5.3.4 Zatížení stolu na levém okraji	33
5.3.5 Schéma zatížení dalších členů mechanismu.....	34
5.4 Řešení soustavy lineárních rovnic	38
5.4.1 Řešení soustavy lineárních rovnic pro dolní polohu mechanismu	39
5.5 Zatížení stolu v horní poloze.....	39
5.5.1 Zatížení na středu stolu	40
5.5.2 Zatížení na pravém okraji stolu	40
5.5.3 Zatížení na levém okraji stolu	40
5.6 Řešení soustavy lineárních rovnic pro horní polohu	41
5.7 Řešení soustavy rovnic pro střední polohu mechanismu	42
6 Výsledné vnitřní účinky	44

7	Pevnostní kontrola mechanismu	47
7.1	Kontrola pevnosti nosníků.....	47
7.2	Pevnostní kontrola čepů	48
8	Volba hydromotoru	55
	Závěr	56
	Použité informační zdroje	57
	Seznam použitých zkratk a symbolů	58
	Seznam příloh	62

ÚVOD

Zdvížné plošiny slouží jako nástroj pro manipulaci s břemeny různých hmotností při překonávání dopravních výškových rozdílů, nahrazují lidskou práci především pro zvýšení efektivity, bezpečnosti a variability.

Využívají se při manipulaci s břemeny ve skladech, výrobních linkách a expedicích, pro přepravu imobilních osob a při nakládce a vykládce u příjmových ramp.

Zdvih je realizován hydraulicky, elektro-hydraulicky, pneumaticky, pouze pro menší užitečné hmotnosti elektromechanicky nebo mechanicky.

Zdvížné poziční stoly s nůžkovým mechanismem se dělí dle požadovaného pracovního zdvihu, hmotnosti přepravovaného břemene a rozměru stolu na jedno-nůžkové, vícenásobně nůžkové či tandemové. Počet nůžek mechanismů je závislý na požadované délce ložné plochy a zdvihu. Mezi základní části nůžkového mechanismu patří pracovní stůl, nůžkový mechanismus, základový rám, pohonná jednotka (hydraulická, pneumatická či mechanická) a bezpečnostní prvky. Jednotlivé části nůžkového mechanismu jsou spolu svázány čepy.

1 CÍLE PRÁCE

Cílem této práce je vytvořit konstrukční návrh zdvižného pozičního stolu s poháněnou válečkovou tratí pro zdvih palety s materiálem mezi dvěma úrovněmi výrobní linky. Dále je nutné vytvořit požadovanou výkresovou dokumentaci.

Návrh bude obsahovat

- koncepci typu pohonu zvedání
- funkční výpočet pohonu zdvihu
- funkční výpočet pohonu podavače palet na stole
- stanovení hlavních rozměrů zdvižného stolu
- analytický výpočet silového zatížení a pevnostní výpočet vybraných konstrukčních uzlů

Výkresová dokumentace bude obsahovat

- výkres sestavy zdvižného stolu
- podsestavu rámu stolu

2 ZVOLENÉ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

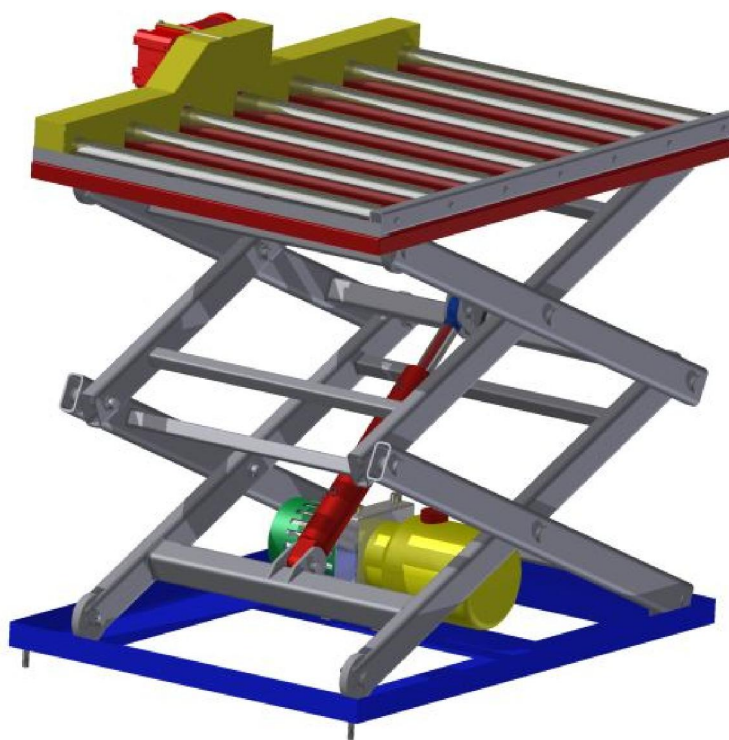
Vzhledem k zadání bakalářské práce byl pro konstrukční řešení zvolen nůžkový mechanismus, který je výhodný zejména díky své malé zástavné ploše a velkým dosahovaným zdvihům. K pohonu nůžkového mechanismu bude sloužit přímočarý hydromotor uchycený na spodním rameni mechanismu a oko pístnice bude uloženo na čepu umístěném na příčnici mezi horními rameny.

Ramena mechanismu budou vyrobená ze silnostěnného uzavřeného profilu a budou navzájem spojena čepy. Pro vedení posuvných ramen jak po horním tak i dolním rámu budou volena pojezdová kola z polyuretanu pro vysoké zatížení.

Spodní rám bude pevně ukotven v podlaze výrobní haly, čímž se zajistí částečné vyrovnaní sil způsobujících destabilizaci mechanismu.

Samotný rám stolu se bude skládat z uzavřených profilů a L-profilů a bude v něm uložena poháněná válečková trať.

Válečková trať bude poháněna pomocí asynchronního motoru se šnekovou převodovkou. Přenos krouticího momentu z motoru na válečkovou trať bude řešen pomocí řetězového převodu. Válečky budou v rámu stolu upevněny pomocí šroubů M17 s plochou kruhovou podložkou. Řetězová kola na válečkách, na motoru a řetězové smyčky jsou chráněny pomocí krytu zhotoveného z tenkostěnného plechu.

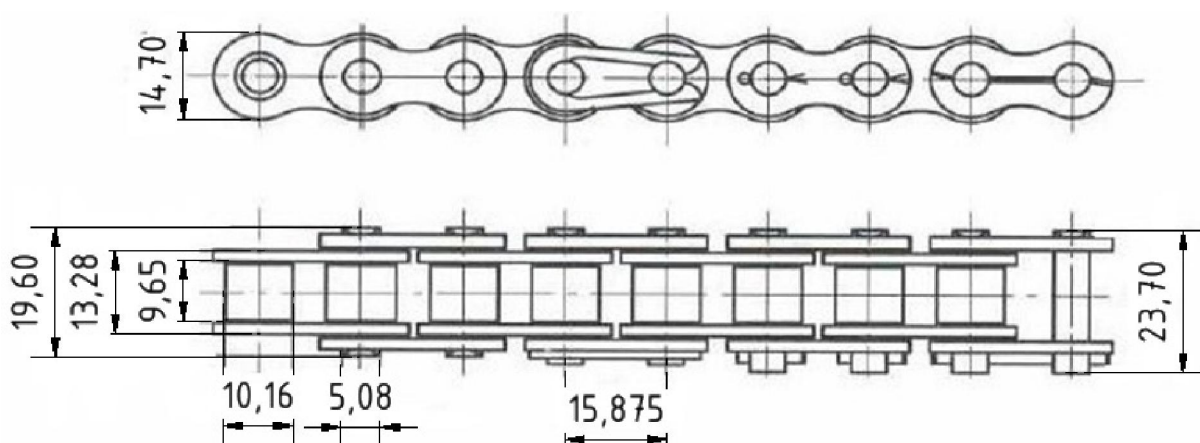


Obr. 1 Zvolené konstrukční řešení

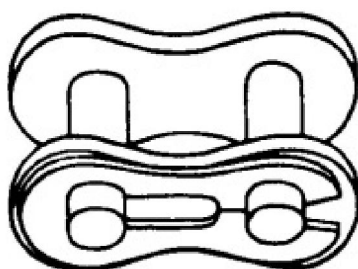
3 NÁVRH PODAVAČE

Podavač palet je tvořen válečkovou tratí, která je součástí zdvižného mechanismu. Pohon válečků je tvořený kompaktní jednotkou, skládající se z třífázového asynchronního elektromotoru a šnekové převodovky. Pro pohon jednotlivých válečků je zvolen jednořadý válečkový řetěz 10 B-1 z katalogu firmy Tyma CZ DIN 8187 [1] s roztečí $p=15,875$ mm a hmotností 0,95 kg/m, rozměry jsou zřejmé z Obr. 2. Pro spojení řetězových smyček byl použit spojovací článek s pérkem ISO 10 B-1 od firmy Haberkorn [2].

Stanice pohonu je umístěna uprostřed celé dráhy, což napomáhá symetričtějšímu rozložení váhy celého zdvižného mechanismu.



Obr. 2 Jednořadý válečkový řetěz [1]

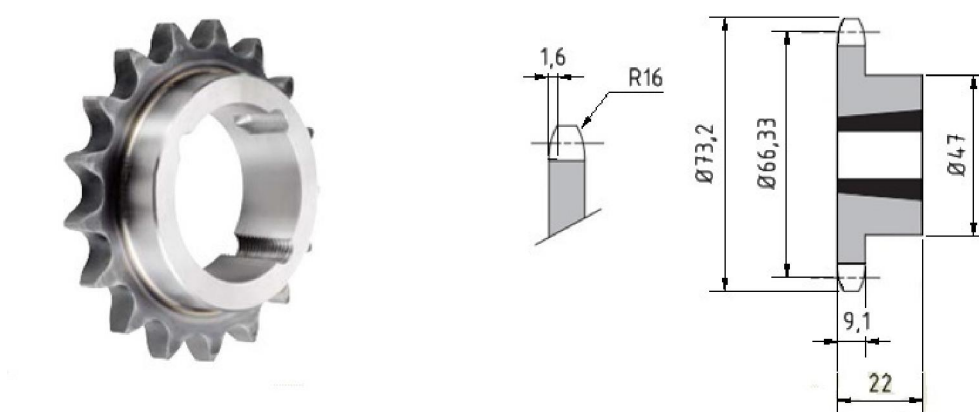


Obr. 3 Spojovací článek s pérkem [2]

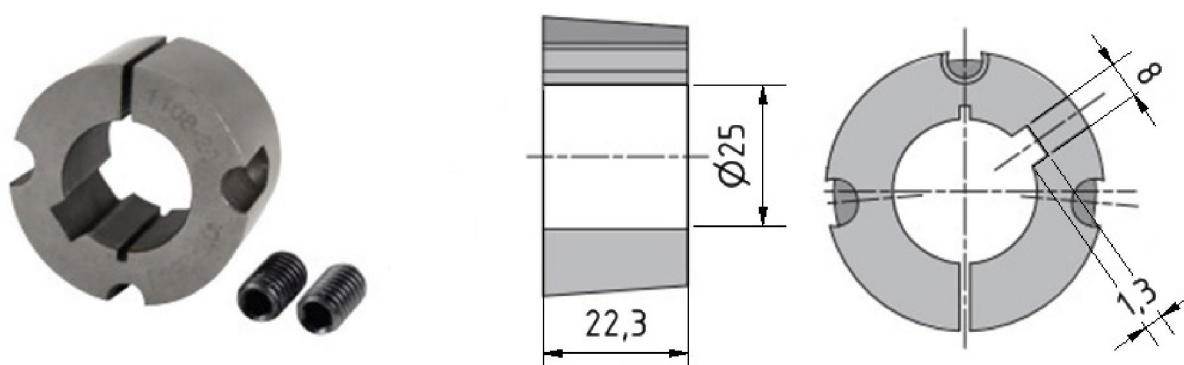
3.1 VOLBA ŘETĚZOVÉHO KOLA

Pro přenos krouticího momentu z hřídele motoru na válečkovou trať je zvoleno řetězové kolo s kalenými zuby Taper Lock 1-řadé z katalogu [3] obj. kód T88375, počet zubů řetězového kola je volen stejný jako počet zubů válečků tedy $z_2=13$ a stejnou roztečnou kružnicí jako u válečků pro zachování převodového poměru 1:1.

Výrobce doporučil ve spojení s tímto typem řetězového kola užití upínacího pouzdra Taper Lock typ 1008, které slouží pro přenos vysokého krouticího momentu i bez použití pera na hřídeli [4] str. 8.5 obj. kód T31015, rozměry jsou zřejmé z Obr. 2.



Obr. 4 Řetězové kolo 1-řadé [3]

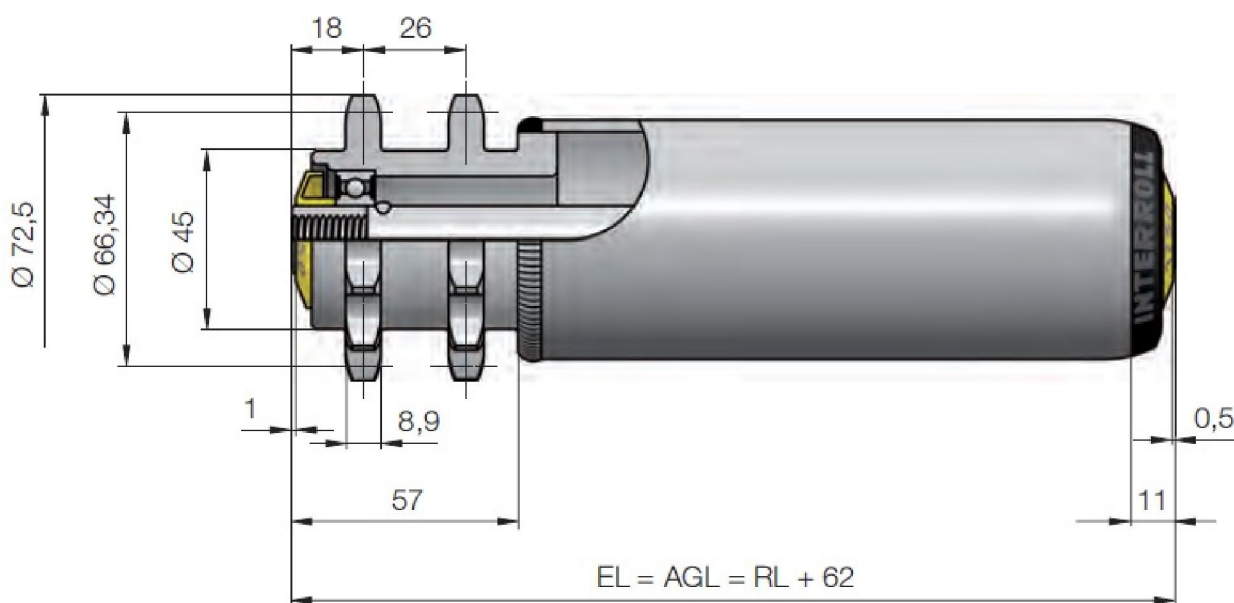


Obr. 5 Upínací pouzdro Taper lock [4]

3.2 VOLBA VÁLEČKŮ

Válečky jsou zvoleny z katalogu firmy Interroll [5] série 3560 - válečky pro velké zatížení, obj. č. 3.56A.JDC.RAJ - 938. Tyto válečky jsou vhodné pro vnitropodnikovou poháněnou dopravu těžkých materiálů (palet, ocelových přepravek atd.).

Průměr válečků $\text{ØD}_v=60$ mm s tloušťkou stěny $s=3$ mm, válečky jsou osazené 2-řadými řetězovými koly s počtem zubů $z_1=13$, které slouží pro přenos hnací síly. Maximální zatížení jednoho válečku pro montážní délku $\text{EL}=1000$ mm je $q_{\max}=2910$ N.



Obr. 6 Poháněný váleček [6]

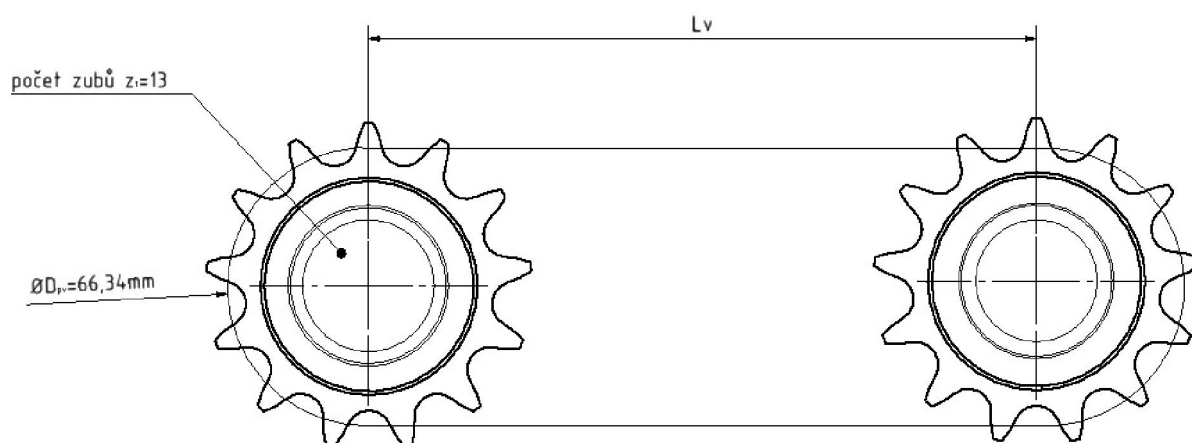
$\text{RL} = \text{referenční délka} = 1000 - 62 = 938$ mm

Podle doporučení výrobce je minimální délka válečků dána šířkou dopravovaného materiálu + 100 mm tedy $L_p = 800 \text{ mm} + 100 \text{ mm} = 900$ mm. Montážní délka válečku volena 1000 mm.

3.3 VÝPOČET ŘETĚZOVÝCH SMYČEK

Na válečkové trati se nachází dvě různě dlouhé řetězové smyčky, jedna smyčka hnací a druhá hnaná. Hnací řetězová smyčka obepíná hnací řetězové kolo osazené na výstupní hřídeli převodovky a řetězová kola 2 nejbližších válečků z každé strany motoru viz *Obr. 8*.

3.3.1 NÁVRH A VÝPOČET HANÉ ŘETĚZOVÉ SMYČKY



Obr. 7 Hnaná řetězová smyčka

Celková délka hnané řetězové smyčky se spočítá pomocí znalosti rozměru roztečné kružnice řetězových kol a osové vzdálenosti jednotlivých válečků.

$$L_{h2} = 2 \cdot L_v + \pi \cdot D_{pv} \quad (3.1)$$

Kde L_v [mm] je osová vzdálenost válečků a D_{pv} [mm] je průměr roztečné kružnice řetězového kola na válečcích viz *Obr. 7*.

$$L_{h2} = 2 \cdot 230 + \pi \cdot 66,34 = 668,41 \text{ mm}$$

Pomocí přechozího výpočtu celkové délky řetězu hnané smyčky a rozteče řetězu $p = 15,875$ mm je vypočítán počet článků řetězu.

$$X_1 = \frac{L_{h2}}{p} = \frac{668,41}{15,875} = 42,1 \quad (3.2)$$

$$X_1 = 42$$

Počet článků nevyšel jako celé číslo, proto je výsledek zaokrouhlen a je tedy nutno zkontrolovat skutečnou osovou vzdálenost válečků přepočítáním předchozích vztahů.

$$L_{h2} = 2 \cdot L_v + \pi \cdot D_{pv} = X_1 \cdot p \Rightarrow L_{vskut} = \frac{X_1 \cdot p - \pi \cdot D_{pv}}{2} \quad (3.3)$$

$$L_{vskut} = \frac{X_1 \cdot p - \pi \cdot D_{pv}}{2} = \frac{42 \cdot 15,875 - \pi \cdot 66,34}{2} = 229,17 \text{ mm}$$

Je možno pozorovat, že skutečná osová vzdálenost vychází v řádech desetin milimetru menší než navrhovaná osová vzdálenost, avšak navrhovaná osová vzdálenost L_v zůstane zachována, jelikož tuto odchylku kompenzuje montážní nepřesnost a požadovaný průvès při provozu.

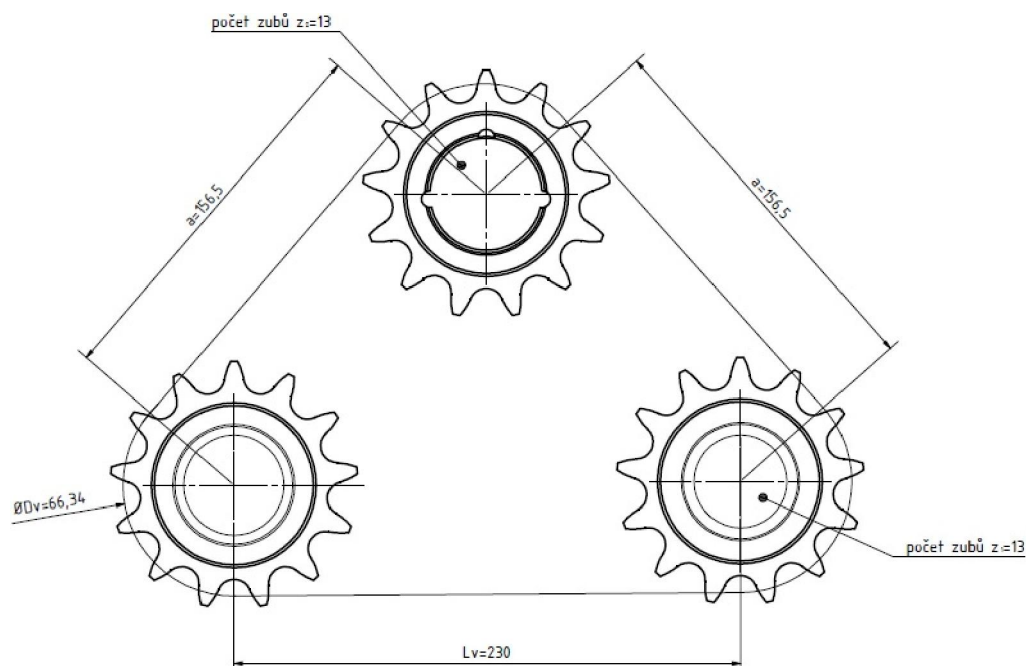
Hnaná řetězová smyčka:

Řetěz 10B-1 počet článků $X_1 = 42$ z toho 41 článků + 1 spojovací článek s pérkem.

Hnaných řetězových smyček je na válečkové trati použito 5.

3.3.2 NÁVRH A VÝPOČET HNACÍ ŘETĚZOVÉ SMYČKY

Hnací řetězová smyčka se skládá z řetězového kola motoru a 2 řetězových kol na nejbližších válečcích z každé strany řetězového kola motoru. Do výpočtu nám tedy vstoupí nejen osové vzdálenosti válečků, ale i vzdálenost válečků k ose řetězového kola uloženém na hřídeli motoru. Na řetězovém kole motoru vychází poměrně malý úhel opásání, avšak napínání řetězu není řešeno kvůli dostatečně malému přenášenému výkonu motoru.



Obr. 8 Hnací řetězová smyčka

Výpočet je veden dle [7].

$$X_2 = \frac{L_v}{p} + 2 \cdot \frac{a}{p} + \frac{z_1 + z_2 + z_1}{2} + \frac{C \cdot p}{L_v} \quad (3.4)$$

Kde z_1 je počet zubů řetězového kola válečku, z_2 počet zubů řetězového kola, p je rozteč řetězu, C součinitel pro výpočet délky řetězu (pro $z_1 = z_2$ je $C=0$), a je osová vzdálenost řetězového kola motoru a válečku a L_v je osová vzdálenost válečků.

$$X_2 = \frac{230}{15,875} + 2 \cdot \frac{156,5}{15,875} + \frac{13+13+13}{2} + \frac{0 \cdot 15,875}{230}$$

$$X_1 = 47,3 \Rightarrow X_2 = 47 \text{ článků}$$

Výpočet byl kontrolován i pomocí celkové délky řetězu přes úhly opásání jednotlivých řetězových kol společně s osovými vzdálenostmi všech 3 řetězových kol. Úhly byly měřeny na 2D modelu v programu AutoCAD.

$$L_1 = \alpha_1 \cdot \frac{D_{pv}}{2} \cdot \frac{\pi}{180} \quad (3.5)$$

Kde L_1 je délka kruhového oblouku řetězového kola válečku, α_1 je úhel opásání řetězového kola a D_{pv} je roztečná kružnice řetězových kol.

$$L_1 = 137^\circ 29' \cdot \frac{66,34}{2} \cdot \frac{\pi}{180} = 79,59 \text{ mm}$$

Při symetrickém rozložení řetězových kol válečků vůči řetězovému kolu motoru je délka kruhového oblouku pro L_2 stejná.

$$L_1 = 79,59 \text{ mm}$$

Délka kruhového oblouku řetězového kola na hřídeli motoru.

$$L_3 = \alpha_3 \cdot \frac{D_{pv}}{2} \cdot \frac{\pi}{180} \quad (3.6)$$

$$L_3 = 85^\circ 42' \cdot \frac{66,34}{2} \cdot \frac{\pi}{180} = 49,61 \text{ mm}$$

Celková délka hnacího řetězu je dána součtem délek všech kruhových oblouků a osových vzdáleností řetězových kol.

$$L_c = 2 \cdot 79,59 + 49,61 + 230 + 156,5 = 751,9 \text{ mm} \quad (3.7)$$

Počet článků hnacího řetězu je tedy

$$X_2 = \frac{L_c}{p} = \frac{751,79}{15,875} = 47,3 \Rightarrow 47 \text{ článků} \quad (3.8)$$

Hnací řetězová smyčka:

Řetěz 10B-1 počet článků $X_2 = 47$ z toho 46 článků + 1 spojovací článek s pérkem.

3.4 STANOVENÍ POČTU VÁLEČKŮ POD PŘEDMĚTEM

Délka tratě pro přepravu palet je stanovena součtem délky přepravované europalety 1200 mm + 100 mm na každé straně palety, celková délka tratě tedy je $L=1400$ mm.

Počet poháněných válečků na válečkové trati je vzhledem k požadované nosnosti zvolen $k_a=7$ a osová vzdálenost válečků je $L_v=230$ mm, proto počet válečků nacházejících se v každém okamžiku pod předmětem je roven $k_a=5$.

3.5 STANOVENÍ ZATÍŽENÍ JEDNOHO VÁLEČKU

Velikost zatížení q_1 připadající na jeden váleček je dán jako podíl maximálního zatížení tratě od přepravovaného předmětu a počtu válečků nacházejících se v každém okamžiku pod břemenem.

$$q_1 = \frac{m_{celk} \cdot g}{k_a} \quad (3.9)$$

$$q_1 = \frac{520 \cdot 9,81}{5} = 1020,24 \text{ N}$$

hmotnost předmětu připadající na jeden váleček

$$q = \frac{m_{celk}}{k_a} = \frac{520}{5} = 104 \text{ kg} \quad (3.10)$$

Kde k_a je počet válečků nacházejících se v každém okamžiku pod břemenem a m_{celk} je celková hmotnost přepravovaného předmětu i s europaletou.

Výsledné zatížení je nutné porovnat s maximálním dovoleným zatížením připadajícím na jeden váleček, které udává výrobce.

$$q_1 < q_{\max} \quad (3.11)$$

$$q_1 = 1020,24 \text{ N} < q_{\max} = 2910 \text{ N} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

4 NÁVRH POHONU VÁLEČKOVÉ TRATĚ

4.1 VÝPOČET CELKOVÉ HMOTNOSTI BŘEMENE

Celková hmotnost přepravovaného materiálu je dána součtem hmotnosti břemene m_m a hmotnosti europalety m_e . Hmotnost europalety se pohybuje v rozmezí od 20÷24 kg v závislosti na vlhkosti dřeva palety. Hmotnost palety volím 20 kg na základě suchého prostředí vnitropodnikové linky.

$$m_{celk} = m_m + m_e \quad (4.1)$$

$$m_{celk} = 500 + 20 = 520 \text{ kg}$$

4.2 VÝPOČET VÝKONU MOTORU

Teoretický potřebný výkon pohonu válečkové tratě je dán součinem třecí síly na válečcích a rychlosti válečků.

Rychlost pojezdu volím $v_p = 0,3 \text{ m.s}^{-1}$

$$P_{teor} = F_t \cdot v_p \quad (4.2)$$

Třecí sílu je možno dopočítat ze vztahu pro valivé tření

$$F_t = \xi_1 \frac{2 \cdot F_N}{D_v} \quad (4.3)$$

Kde ξ_1 [m] je rameno valivého odporu mezi paletou a válečkem. Dle tabulky [8] je tato hodnota pro styk dřevo-ocel $\xi_1 = 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}$. F_N [N] je normálová síla dána součinem tíhového zrychlení a celkovou hmotností břemene.

$$F_t = 0,0012 \cdot \frac{2 \cdot 520 \cdot 9,81}{0,06} = 204,05 \text{ N}$$

$$F_t = 204 \text{ N}$$

Dosazením zpět do rovnice je získán teoretický výkon

$$P_{teor} = 204 \cdot 0,3 = 61,2 \text{ W}$$

Skutečný výkon potřebný k pohonu válečkové tratě je získán součinem teoretického výkonu s převrácenou hodnotou účinnosti řetězového převodu. Dle katalogu výrobce je účinnost řetězového převodu až $\eta_{vyr} = 0,98$, ve výpočtech budu méně optimistický, proto je počítáno s účinností $\eta = 0,95$. Řetězové smyčky u pohonu válečků jsou řazeny sériově, účinnost je dána jako η^s , kde s je počet přítomných smyček.

$$P_{skut} = \frac{P_{teor}}{\eta^5} \quad (4.4)$$

$$P_{skut} = \frac{61,2}{0,95^5} = 79,1 \cong 79 \text{ W}$$

4.3 VÝPOČET VÝSTUPNÍCH OTÁČEK MOTORU

Výpočet otáček je proveden pomocí vzorce pro obvodovou rychlost, jelikož převod mezi řetězovým kolem a válečkem je 1:1 bude použit následující vztah.

$$n_k = \frac{v_p}{\pi \cdot D_v} \quad (4.5)$$

$$n_k = \frac{0,3}{\pi \cdot 0,06} = 1,59 \text{ s}^{-1}$$

$$n_k = 1,59 \text{ s}^{-1} \cong 95,4 \text{ min}^{-1}$$

4.4 VÝPOČET KROUTICÍHO MOMENTU MOTORU

Výpočet krouticího momentu je získán pomocí již zjištěného skutečného výkonu a úhlové rychlosti válečků ω_v .

$$P_{skut} = M_k \cdot \omega_v \Rightarrow M_k = \frac{P_{skut}}{\omega_v} \quad (4.6)$$

$$\omega_v = 2 \cdot \pi \cdot n_k \quad (4.7)$$

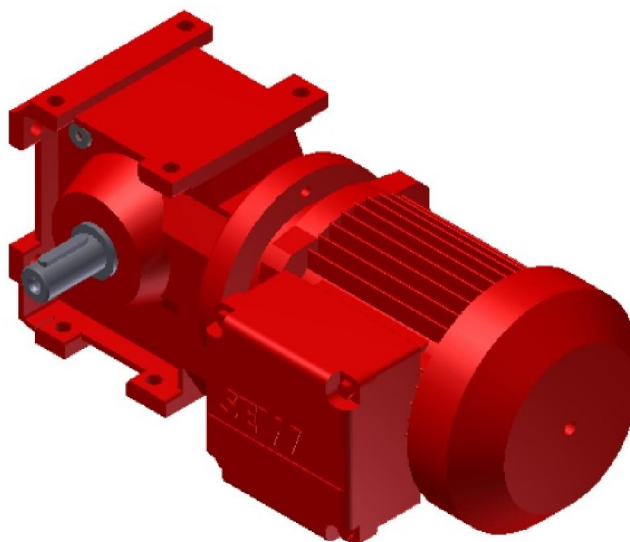
$$M_k = \frac{P_{skut}}{2 \cdot \pi \cdot n_k} \quad (4.9)$$

$$M_k = \frac{79}{2 \cdot \pi \cdot 1,59} = 7,9 \text{ Nm}$$

Podle zjištěných parametrů motoru je zvolen převodový motor se šnekovou převodovkou firmy SEW-EURODRIVE typu S37DR63S4 z katalogu [9] str. 539 a [10] str. 432.

P_m [kW]	n_a [1/min]	M_a [Nm]	i	F_{Ra} [N]	J_{mot} [10 ⁻⁴ kg·m ²]	m_{mot} [kg]
0,12	89	11	15,53	2870	3,6	11

Tabulka 1 Parametry zvoleného motoru



Obr. 9 Převodový motor SEW [10]

4.5 KONTROLA ROZBĚHU MOTORU

Zvolený motor je třeba zkontrolovat na rozběh, zdali je zvolen správně a je schopen uvést paletu s materiálem do pohybu ze stavu klidu. Postup kontroly veden dle [11].

doba rozběhu předmětu

$$t_s = \frac{v_p}{\frac{k_p}{k_1} \cdot g \cdot \left[\cos \beta \left(\mu - \frac{2\zeta_1}{D_v} \right) \right]} \quad (4.10)$$

$$t_s = \frac{0,3}{\frac{5}{5} \cdot 9,81 \cdot \left[\cos 0^\circ \left(0,55 - \frac{2 \cdot 0,0012}{0,06} \right) \right]} = 0,060s \quad (4.11)$$

rozběhový moment redukováný na hřídel motoru

$$M_{roz} = M_t + M_{zp} + M_{zr} + M_o \quad (4.12)$$

moment třecí

$$M_t = n \cdot k_p \cdot q \cdot g \cdot \cos \beta \cdot \mu \cdot \frac{R_v}{i \cdot \eta} \quad (4.13)$$

$$M_t = 1 \cdot 5 \cdot 104 \cdot 9,81 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,55 \cdot \frac{0,03}{15,53 \cdot 0,95^5} = 7,18 \text{ Nm}$$

moment zrychlujících sil rotujících hmot

$$M_{zp} = n \cdot m_c \cdot \frac{v_p \cdot R_v}{t_s \cdot i \cdot \eta} \quad (4.14)$$

$$M_{zp} = 1 \cdot 520 \cdot \frac{0,3 \cdot 0,03}{0,06 \cdot 15,53 \cdot 0,95^5} = 6,5 \text{ Nm}$$

setrvačný moment jednoho válečku

$$J = m_v \cdot R_s^2 = m_v \cdot \left(\frac{D_v - s}{2} \right)^2 = 6,2 \cdot \left(\frac{0,06 - 0,003}{2} \right)^2 = 5,04 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (4.15)$$

Kde R_s [m] je poloměr středu pláště válečku, D_v [m] je poloměr válečku a s [m] je tloušťka stěny válečku.

výpočet úhlového zrychlení válečku

$$\varepsilon = \frac{\omega_v}{t_s} = \frac{2 \cdot v_p}{t_s \cdot D_v} \quad (4.16)$$

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot 0,3}{0,06 \cdot 0,06} = 166,67 \text{ s}^{-2}$$

moment zrychlujících sil rotujících hmot

$$M_{zv} = z_p \cdot J \cdot \varepsilon \cdot \frac{1}{i \cdot \eta} \quad (4.17)$$

$$M_{zv} = 7 \cdot 0,00504 \cdot 166,67 \cdot \frac{1}{15,53 \cdot 0,95^5} = 0,49 \text{ Nm}$$

Kde z_p je celkový počet poháněných válečků.

moment od stálých odporů

$$M_{od} = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n_m} = \frac{60 \cdot 79}{2 \cdot \pi \cdot 1380} = 0,55 \text{ W} \quad (4.18)$$

Kde n_m jsou otáčky motoru a P je potřebný výkon pro rovnoměrný pohyb předmětu.

moment na hřídeli motoru při rozběhu

$$M_m = \frac{M_z}{M_n} \cdot M_a = 2,4 \cdot 11 = 26,4 \text{ Nm} \quad (4.19)$$

Kde M_a je výstupní moment motoru a poměr $\frac{M_z}{M_n}$ udává výrobce v katalogu.

kontrola rozběhu motoru

$$M_{roz} = M_t + M_{zp} + M_{zv} + M_{od} = 7,18 + 6,5 + 0,49 + 0,55 = 14,72 \text{ Nm} \quad (4.20)$$

$$M_m > M_{roz} \quad \Rightarrow \quad \text{zvolený pohon vyhovuje}$$

5 STATICKÝ VÝPOČET

Mechanismus je složen z členů, které leží v rovnoběžných rovinách, prostorový mechanismus může být tedy převeden na 2D úlohu.

5.1 URČENÍ POHYBLIVOSTI

Určení počtu stupňů volnosti je proveden dle následující rovnice

$$i = i_v \cdot (n - 1) - (\sum \xi_i - \eta)$$

Kde i_v je počet stupňů volnosti volného tělesa, n je počet členů soustavy, $\sum \xi_i$ počet stupňů volnosti odebraných vazbami a η je počet omezených deformačních parametrů.

$$i = 3 \cdot (7 - 1) - (2 \cdot 8 + 2 \cdot 1 - 0) = 0^\circ \text{ volnosti}$$

Jedním ze členů mechanismu je lineární hydromotor, který mění svou délku na základě vysouvání a zasouvání pístnice, čímž se celá soustava pohybuje resp. mění svou výšku.

5.2 ZATĚŽUJÍCÍ SÍLY

Mezi síly působící na mechanismus patří síla od maximální hmotnosti břemene $m_{celk} = 520 \text{ kg}$ a síla od hmotnosti stolu $m_s = 157 \text{ kg}$ (zjištěno na 3D modelu v programu Inventor), jelikož je tato úloha převedena na 2D a zatížení je přenášeno oběma páry nůžkového mechanismu stejně, budou síly děleny dvěma.

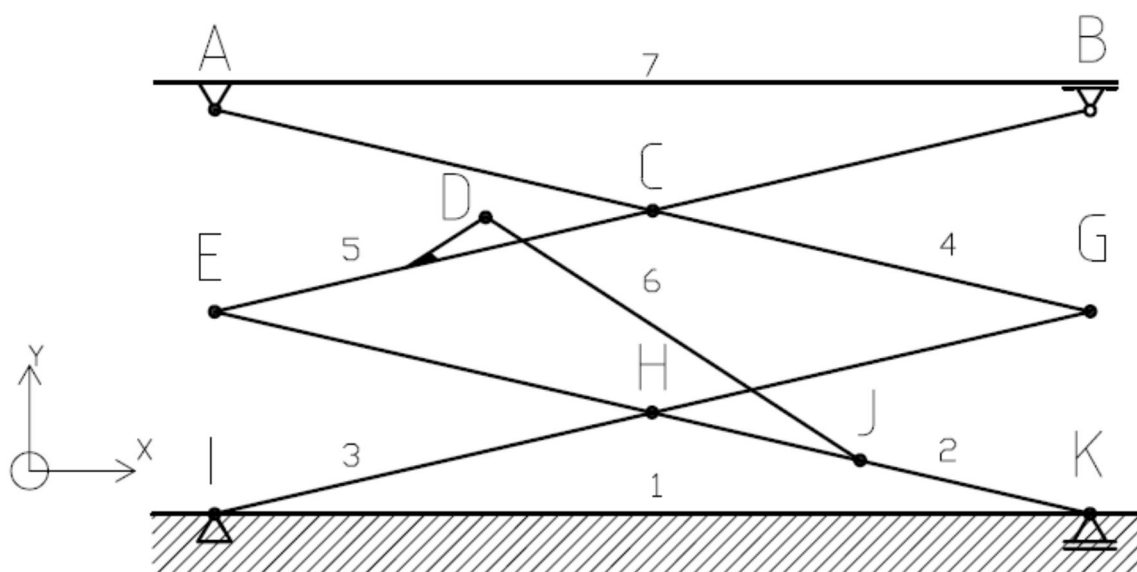
Síla od hmotnosti břemene

$$F_p = \frac{m_{celk} \cdot g}{2} = \frac{520 \cdot 9,81}{2} = 2550,6 \text{ N} \quad (5.1)$$

Síla od hmotnosti stolu

$$F_s = \frac{m_s \cdot g}{2} = \frac{157 \cdot 9,81}{2} = 770,1 \text{ N} \quad (5.2)$$

5.3 ZATÍŽENÍ STOLU V DOLNÍ POLOZE



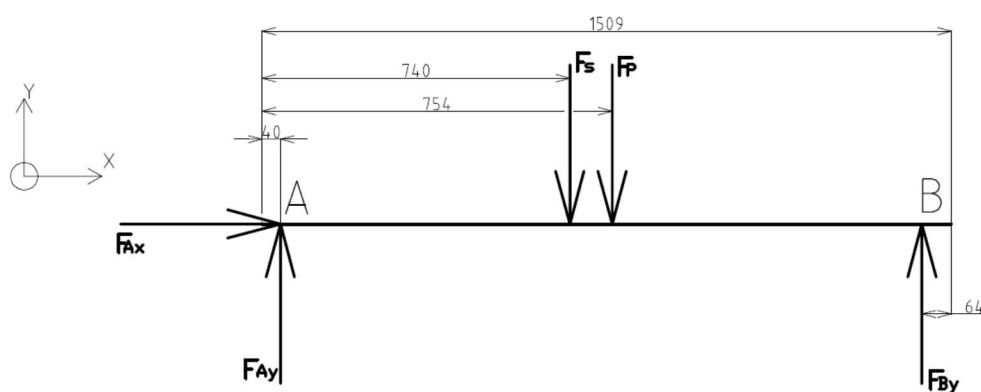
Obr. 10 Schéma zdvižného stolu v dolní poloze (minimální zdvih)

5.3.1 VÝPOČET ZPŮSOBŮ ZATÍŽENÍ STOLU

Mechanismus může být namáhán rozdílnými způsoby vzhledem k různému umístění přepravovaného břemene, proto budou provedeny výpočty a kontroly pro situace, které mohou při přepravě nastat.

Síla F_s je umístěna do místa těžiště stolu, jeho poloha byla zjištěna pomocí programu Autodesk Inventor.

5.3.2 ZATÍŽENÍ NA STŘEDU STOLU



Obr. 11 I. Způsob zatížení desky stolu

Výpočet velikosti sil ve vazbách ze statické rovnováhy (SR):

$$\sum F_x = 0 \quad F_{Ax} = 0 \quad (5.3)$$

$$\sum F_y = 0 \quad F_{Ay} + F_{By} - F_S - F_P = 0 \quad (5.4)$$

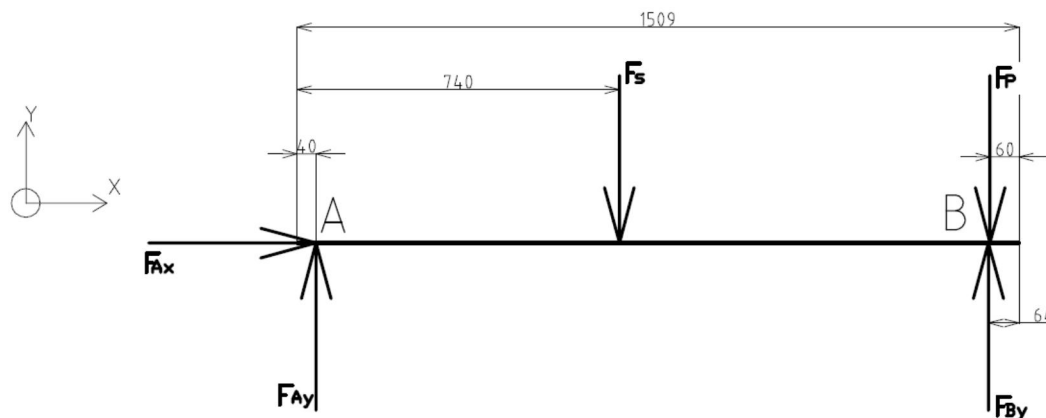
$$\sum M_{ZA} = 0 \quad F_{By} \cdot 1,405 - F_P \cdot 0,714 - F_S \cdot 0,700 = 0 \quad (5.5)$$

Jelikož jsou známy velikosti sil F_S a F_P , může být z momentové rovnice vyjádřena síla F_{By} a poté dosazena zpět do předchozích rovnic pro zjištění velikostí sil v ostatních vazbách.

$$F_{By} = \frac{F_S \cdot 0,700 + F_P \cdot 0,714}{1,405} = \frac{770,1 \cdot 0,700 + 2550,6 \cdot 0,714}{1,405} = 1679,9 \text{ N} \quad (5.6)$$

$$F_{Ay} = F_S + F_P - F_{By} = 770,1 + 2550,6 - 1774,4 = 1640,8 \text{ N} \quad (5.7)$$

5.3.3 ZATÍŽENÍ STOLU NA PRAVÉM OKRAJI



Obr. 12 II. Způsob zatížení desky stolu

Výpočet velikosti sil ve vazbách ze statické rovnováhy (SR):

$$\sum F_x = 0 \quad F_{Ax} = 0 \quad (5.8)$$

$$\sum F_y = 0 \quad F_{Ay} + F_{By} - F_S - F_P = 0 \quad (5.9)$$

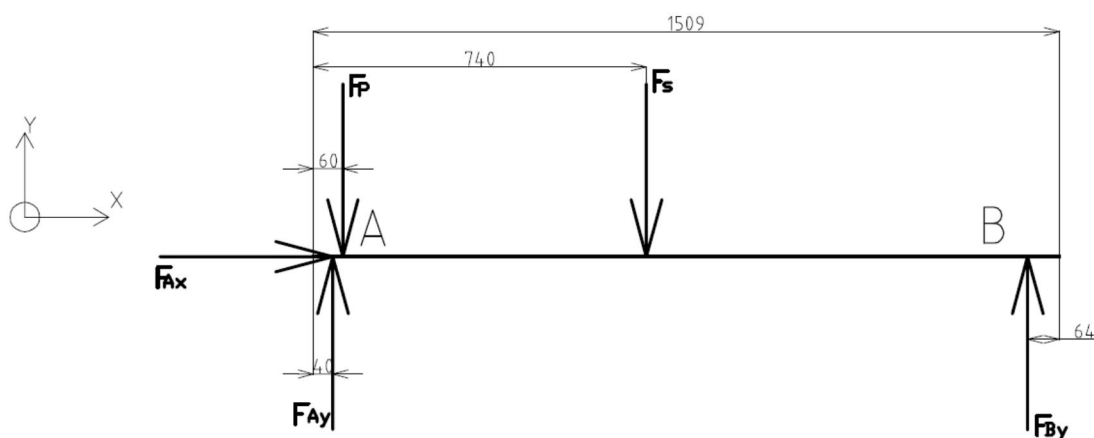
$$\sum M_{ZA} = 0 \quad F_{By} \cdot 1,405 - F_P \cdot 1,409 - F_S \cdot 0,700 = 0 \quad (5.10)$$

Nyní je aplikován stejný postup jako v případě předchozího způsobu zatížení.

$$F_{By} = \frac{F_S \cdot 0,700 + F_P \cdot 1,409}{1,405} = \frac{770,1 \cdot 0,700 + 2550,6 \cdot 1,409}{1,405} = 2941,5 N \quad (5.11)$$

$$F_{Ay} = F_S + F_P - F_{By} = 770,1 + 2550,6 - 2941,5 = 379,1 N \quad (5.12)$$

5.3.4 ZATÍŽENÍ STOLU NA LEVÉM OKRAJI



Obr. 13 III. Způsob zatížení desky stolu

Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum F_x = 0 \quad F_{Ax} = 0 \quad (5.13)$$

$$\sum F_y = 0 \quad F_{Ay} + F_{By} - F_S - F_P = 0 \quad (5.14)$$

$$\sum M_{ZA} = 0 \quad F_{By} \cdot 1,405 - F_P \cdot 0,02 - F_S \cdot 0,700 = 0 \quad (5.15)$$

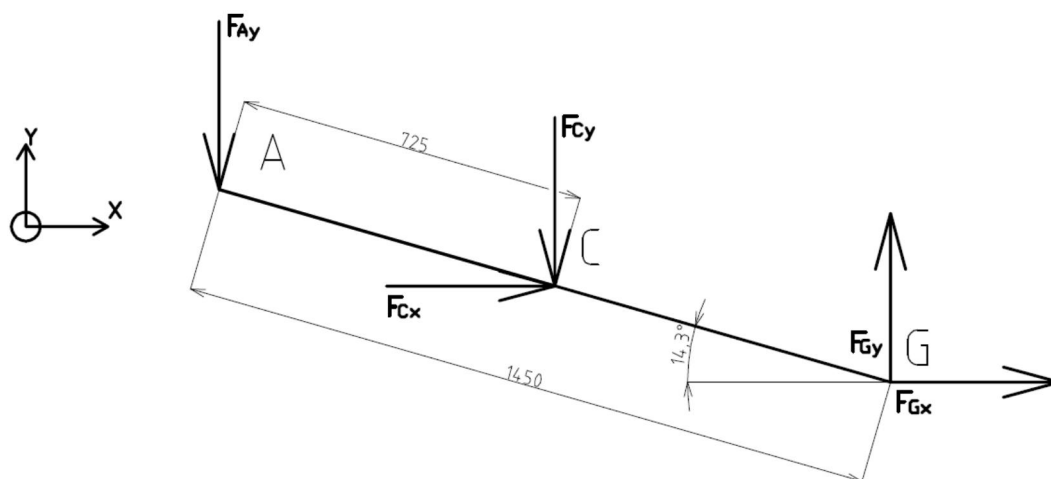
$$F_{By} = \frac{F_S \cdot 0,700 + F_P \cdot 1,409}{1,405} = \frac{770,1 \cdot 0,700 + 2550,6 \cdot 0,02}{1,405} = 419,98 N \quad (5.16)$$

$$F_{Ay} = F_S + F_P - F_{By} = 770,1 + 2550,6 - 441,9 = 2900,72 N \quad (5.17)$$

Největší zatížení stolu lze pozorovat v případě, kdy břemeno působí svou silou na pravém okraji stolu.

5.3.5 SCHÉMA ZATÍŽENÍ DALŠÍCH ČLENŮ MECHANISMU

Těleso 4



Obr. 14 Schéma zatížení tělesa 4

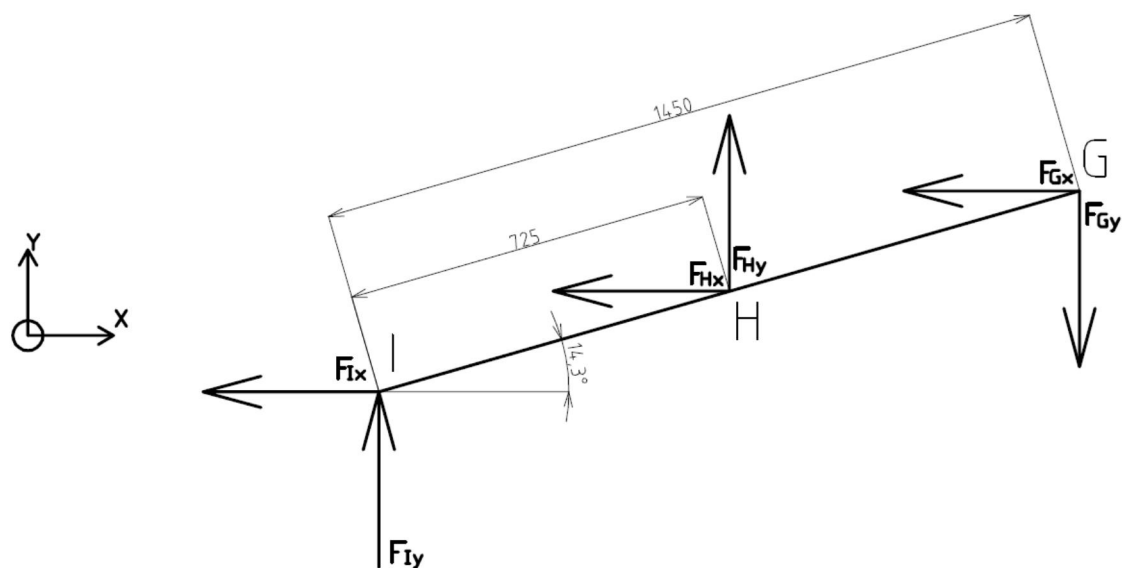
Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum F_x = 0 \quad F_{Gx} + F_{Cx} = 0 \quad (5.18)$$

$$\sum F_y = 0 \quad -F_{Ay} - F_{Cy} + F_{Gy} = 0 \quad (5.19)$$

$$\sum M_{ZG} = 0 \quad F_{Ay} \cdot \cos 14,3^\circ \cdot 1,450 + F_{Cy} \cdot \cos 14,3^\circ \cdot 0,725 - F_{Cx} \cdot \sin 14,3^\circ \cdot 0,725 = 0 \quad (5.20)$$

Těleso 3



Obr. 15 Schéma zatížení tělesa 3

Rovnice statické rovnováhy:

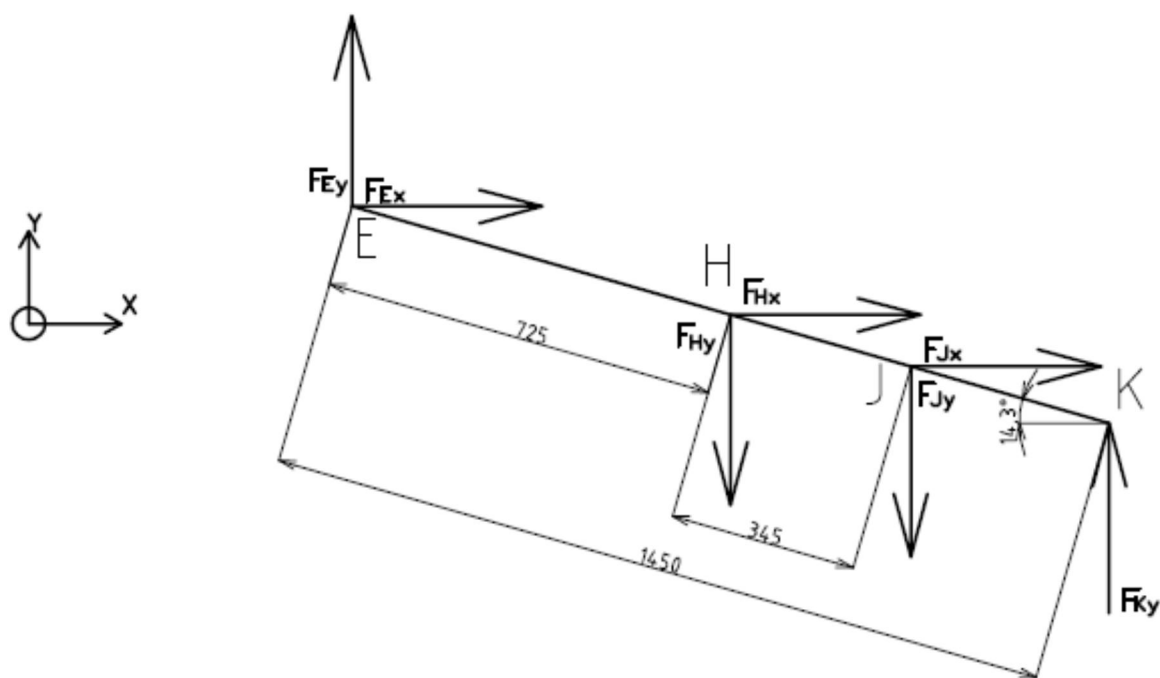
$$\sum F_x = 0 \quad -F_{Gx} - F_{Ix} - F_{Hx} = 0 \quad (5.21)$$

$$\sum F_y = 0 \quad F_{Hy} + F_{Iy} - F_{Gy} = 0 \quad (5.22)$$

$$\sum M_{ZI} = 0$$

$$-F_{Gy} \cdot \cos 14,3^\circ \cdot 1,450 + F_{Hy} \cdot \cos 14,3^\circ \cdot 0,725 + F_{Gx} \cdot \sin 14,3^\circ \cdot 1,450 + F_{Hx} \cdot \sin 14,3^\circ \cdot 0,725 = 0 \quad (5.23)$$

Těleso 2



Obr. 16 Schéma zatížení tělesa 2

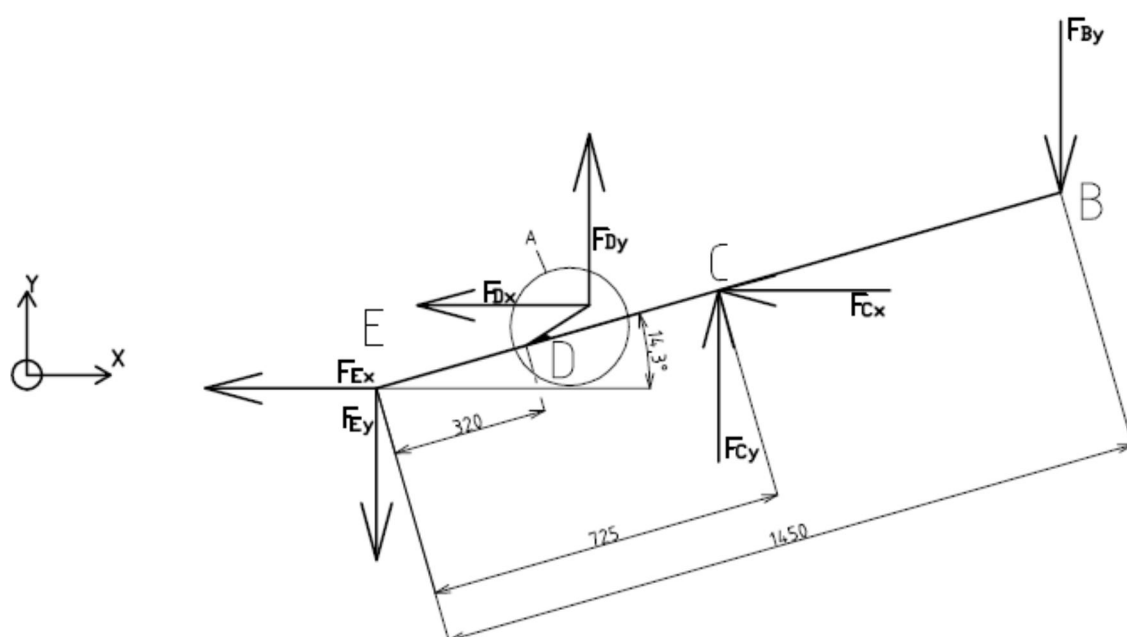
Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum F_x = 0 \quad F_{Ex} + F_{Jx} + F_{Hx} = 0 \quad (5.24)$$

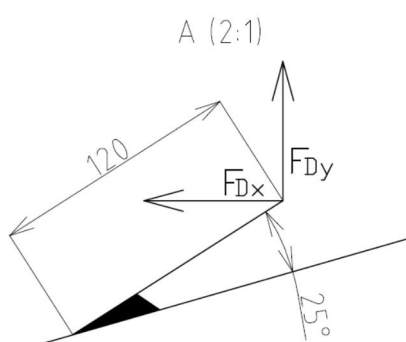
$$\sum F_y = 0 \quad F_{Ey} - F_{Hy} - F_{Jy} + F_{Ky} = 0 \quad (5.25)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{ZH} = 0 \\ -F_{Ex} \cdot \sin 14,3^\circ \cdot 0,725 - F_{Ey} \cdot \cos 14,3^\circ \cdot 0,725 + F_{Jx} \cdot \sin 14,3^\circ \cdot 0,345 - F_{Jy} \cdot \cos 14,3^\circ \cdot 0,345 + \\ + F_{Ky} \cdot \cos 14,3^\circ \cdot 0,725 = 0 \end{aligned} \quad (5.26)$$

Těleso 5



Obr. 17 Schéma zatížení tělesa 5



Obr. 18 Detail zatížení místa připojení oka pístnice HM

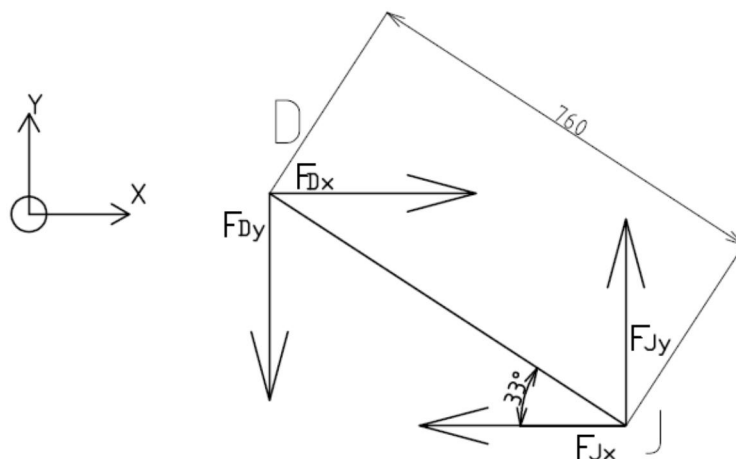
Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum F_x = 0 \quad -F_{Ex} - F_{Dx} - F_{Cx} = 0 \quad (5.27)$$

$$\sum F_y = 0 \quad -F_{Ey} + F_{Cy} + F_{Dy} - F_{By} = 0 \quad (5.28)$$

$$\sum M_{ZE} = 0 \quad -F_{By} \cdot \cos 14,3^\circ \cdot 1,450 + F_{Cy} \cdot \cos 14,3^\circ \cdot 0,725 + F_{Cx} \cdot \sin 14,3^\circ \cdot 0,725 + F_{Dx} \cdot 0,155 + F_{Dy} \cdot \cos 14,3^\circ \cdot 0,439 = 0 \quad (5.29)$$

Těleso 6



Obr. 19 Schéma zatížení tělesa 6

Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum F_x = 0 \quad F_{Dx} - F_{Jx} = 0 \quad (5.30)$$

$$\sum F_y = 0 \quad -F_{Dy} + F_{Jy} = 0 \quad (5.31)$$

$$\sum M_{ZD} = 0 \quad -F_{Jx} \cdot \sin 33^\circ \cdot 0,760 + F_{Jy} \cdot \cos 33^\circ \cdot 0,760 = 0 \quad (5.32)$$

5.4 ŘEŠENÍ SOUSTAVY LINEÁRNÍCH ROVNIC

Po provedení uvolnění členů soustavy a vypsání rovnic statické rovnováhy je získáno patnáct rovnic o patnácti neznámých. Nyní pro zjištění velikostí sil ve vazbách je třeba tyto rovnice vyřešit například pomocí maticového výpočtu. K tomuto řešení je využito softwaru MathCad 14.

Způsob řešení maticového výpočtu

$$x = A^{-1} \cdot b$$

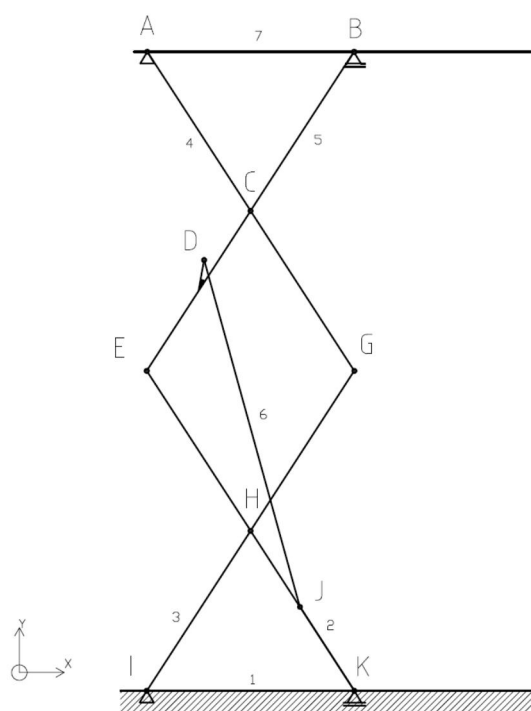
Kde A je matice vytvořená z rovnic zjištěných v přechodím kroku, b je matice pravé strany, neboli členů rovnic SR, u kterých je známa velikost a x je matice neznámých parametrů.

5.4.1 ŘEŠENÍ SOUSTAVY LINEÁRNÍCH ROVNIC PRO DOLNÍ POLOHU MECHANISMU

síla	velikost [kN]
FCx	-0,344
FGx	0,344
FCy	-0,802
FGy	-0,445
FHx	-0,344
FIx	0
FHy	-0,978
Fly	0,533
FEx	-10,760
FJx	11,110
Fey	3,446
FJy	7,212
FDx	11,111
FKy	2,788
FDy	7,212

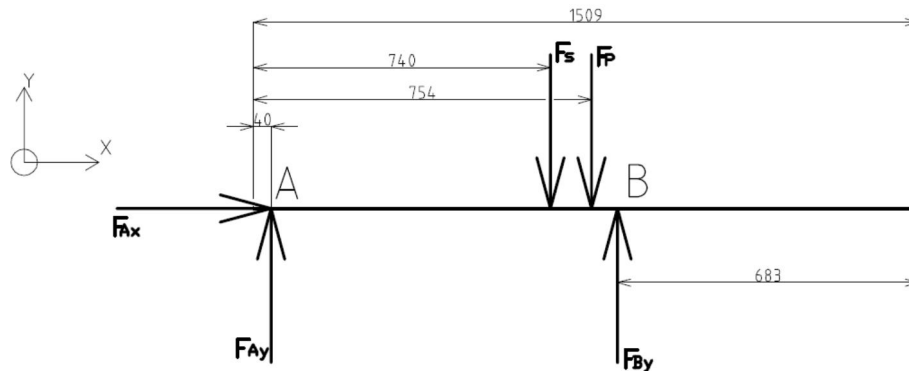
Tabulka 2 Velikosti sil ve vazbách pro dolní polohu

5.5 ZATÍŽENÍ STOLU V HORNÍ POLOZE



Obr. 20 Schéma zdvižného stolu v horní poloze (maximální zdvih)

5.5.1 ZATÍŽENÍ NA STŘEDU STOLU



Obr. 21 Schéma zatížení na středu stolu

Postup bude zcela analogický jako v případě zatížení v dolní poloze, proto budou uvedeny pouze výsledné velikosti sil ve vazbách.

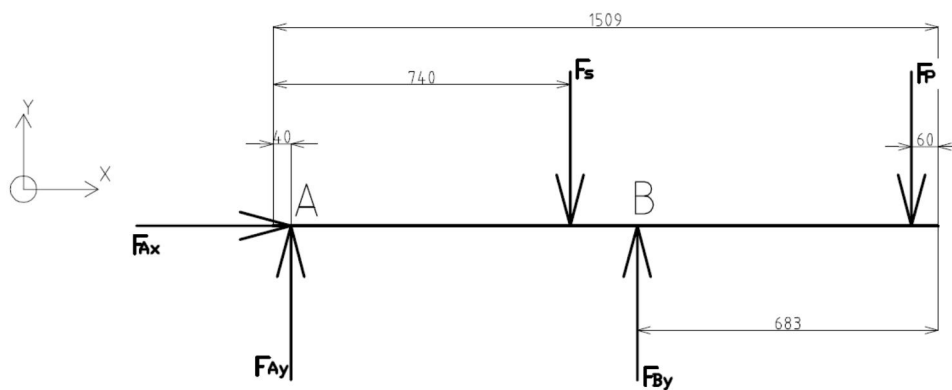
Síly ve vazbách

$$F_{Ax} = 0\text{ N}$$

$$F_{By} = 3002,8\text{ N}$$

$$F_{Ay} = 317,9\text{ N}$$

5.5.2 ZATÍŽENÍ NA PRAVÉM OKRAJI STOLU



Obr. 22 Schéma zatížení na pravém okraji

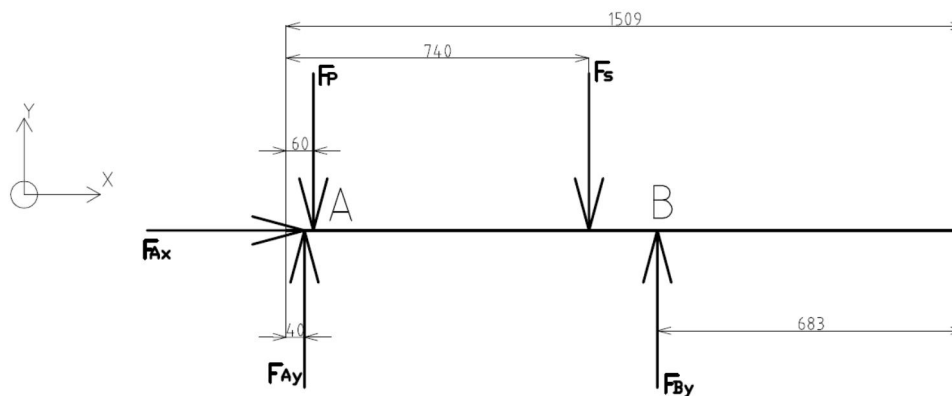
Síly ve vazbách

$$F_{Ax} = 0\text{ N}$$

$$F_{By} = 5258,1\text{ N}$$

$$F_{Ay} = -1937,4\text{ N}$$

5.5.3 ZATÍŽENÍ NA LEVÉM OKRAJI STOLU



Obr. 23 Schéma zatížení na levém okraji

Síly ve vazbách

$$F_{Ax} = 0\text{ N}$$

$$F_{By} = 750,7\text{ N}$$

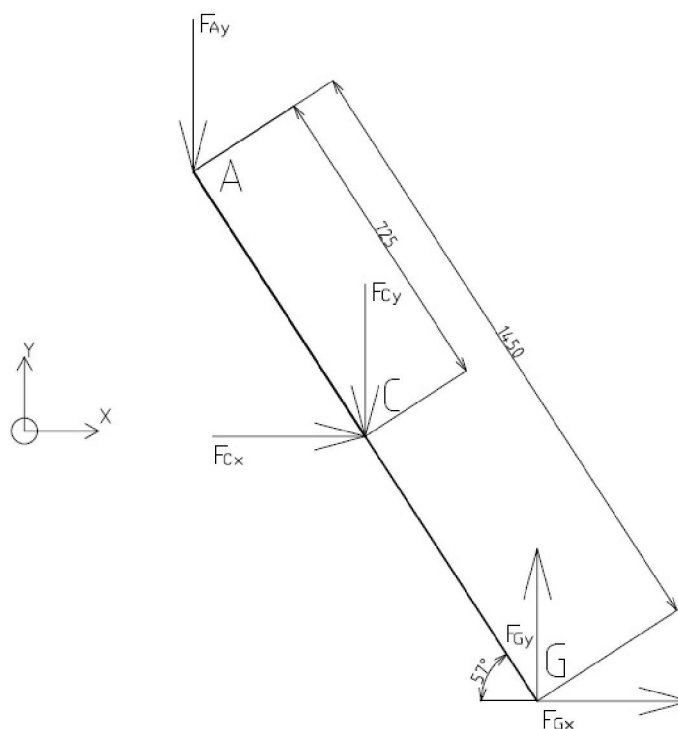
$$F_{Ay} = 2570\text{ N}$$

Největší zatížení stolu tedy lze pozorovat v případě, kdy břemeno působí svou silou na pravém okraji stolu.

5.6 ŘEŠENÍ SOUSTAVY LINEÁRNÍCH ROVNIC PRO HORNÍ POLOHU

síla	velikost [N]
F_{Cx}	-6,156
F_{Gx}	6,156
F_{Cy}	3865
F_{Gy}	1928
F_{Hx}	-6,156
F_{Ix}	0
F_{Hy}	3846
F_{Iy}	-1918
F_{Ex}	-2586
F_{Jx}	2592
F_{Ey}	7086
F_{Jy}	8479
F_{Dx}	2592
F_{Ky}	5239
F_{Dy}	8479

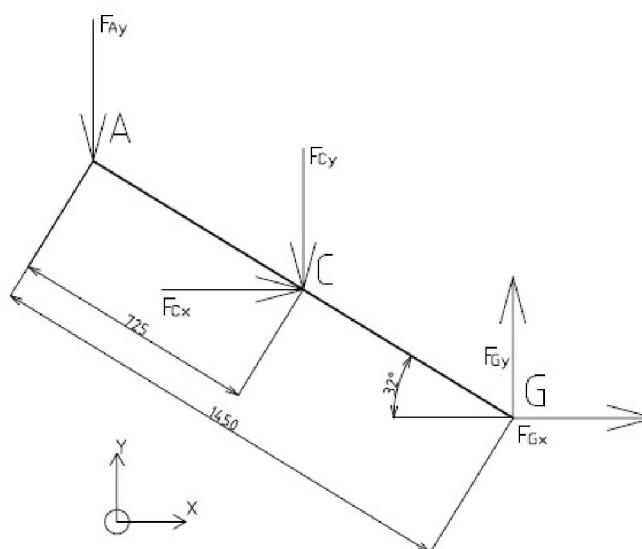
Tabulka 3 síly v horní poloze



Obr. 24 Schéma zatížení tělesa 4 v horní poloze

5.7 ŘEŠENÍ SOUSTAVY ROVNIC PRO STŘEDNÍ POLOHU MECHANISMU

síla	velikost [kN]
F_{Cx}	-0,130
F_{Gx}	0,130
F_{Cy}	-0,979
F_{Gy}	-0,576
F_{Hx}	-0,130
F_{Ix}	0
F_{Hy}	-1,244
F_{Iy}	0,668
F_{Ex}	-8,590
F_{Jx}	8,721
F_{Ey}	6,871
F_{Jy}	11,570
F_{Dx}	8,721
F_{Ky}	3,458
F_{Dy}	11,570



Obr. 25 Schéma zatížení tělesa 4 ve střední poloze

Na základě zkoumání různých poloh mechanismu při současných různých polohách přepravovaného břemene, byly zjištěny maximální síly působící ve vazbách celého mechanismu. Nyní je možno zjistit výsledné vnitřní účinky jednotlivých členů mechanismu, vykreslit jejich průběhy a pevnostně zkontrolovat konstrukci mechanismu.

6 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY

Pro určení výsledných vnitřních účinků je třeba natočit souřadný systém na lokální souřadný systém, kde osa x' je totožná se střednicí.

Vykreslení průběhů VVÚ mechanismu bude provedeno v polohách a uzlech, které byly zjištěny a ověřeny pomocí vytvořené matice jako nejrizikovější z hlediska největších působících sil na mechanismus.

Pro lepší přehled o zjištěných maximálních složkách výsledných vnitřních účinků mechanismu byly zpracovány následující tabulky pro jednotlivé členy mechanismu s ohledem na polohu mechanismu. Grafické vykreslení průběhu VVÚ je zobrazeno na Obr. 26 až Obr. 26.

těleso 3	zdvih min	mezipoloha	zdvih max
N [N]	223	820	1620
T [N]	516	547	1045
Mo [Nm]	375	397	758

Tabulka 4 Složky maximálních VVÚ na tělese 3

těleso 2	zdvih min	mezipoloha	zdvih max
N [N]	-11852	-10978	-7351
T [N]	-2700	-2833	-2853
Mo [Nm]	1027	1077	1226

Tabulka 5 Složky maximálních VVÚ na tělese 2

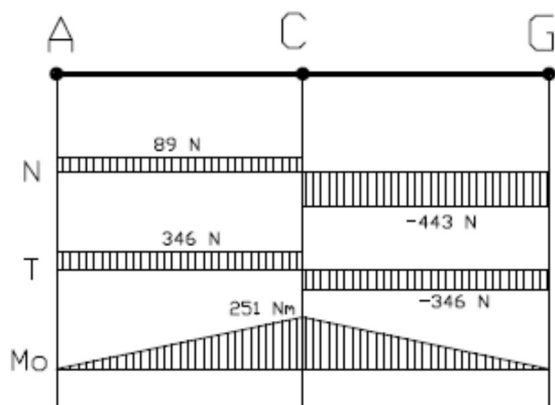
těleso 5	zdvih min	mezipoloha	zdvih max
N [N]	9575	3095	4534
T [N]	-5997	-10560	-6029
Mo [Nm]	2398	4224	2411

Tabulka 6 Složky maximálních VVÚ na tělese 5

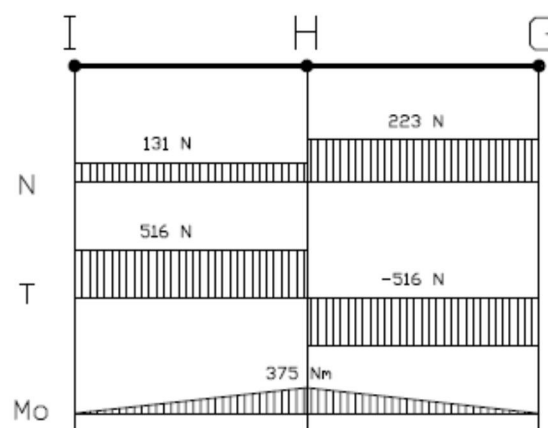
těleso 4	zdvih min	mezipoloha	zdvih max
N [N]	-443	-438	-1625
T [N]	346	397	1055
Mo [Nm]	251	288	765

Tabulka 7 Složky maximálních VVÚ na tělese 4

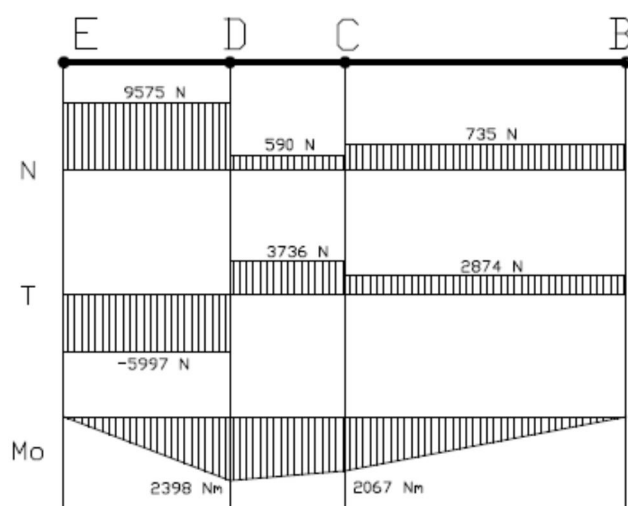
Vykreslení průběhů výsledných vnitřních účinků v poloze maximálního zdvihu mechanismu a nejnižší poloze mechanismu.



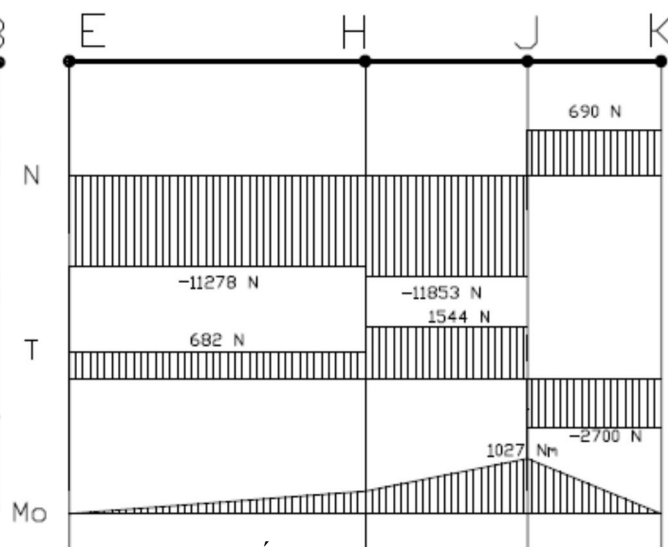
Obr. 27 VVÚ tělesa 4 v dolní poloze mechanismu



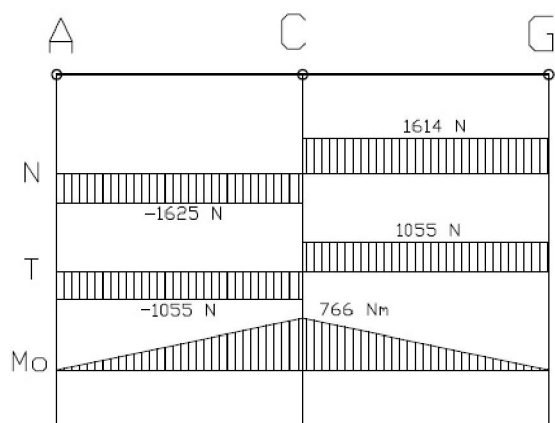
Obr. 28 VVÚ tělesa 3 v dolní poloze



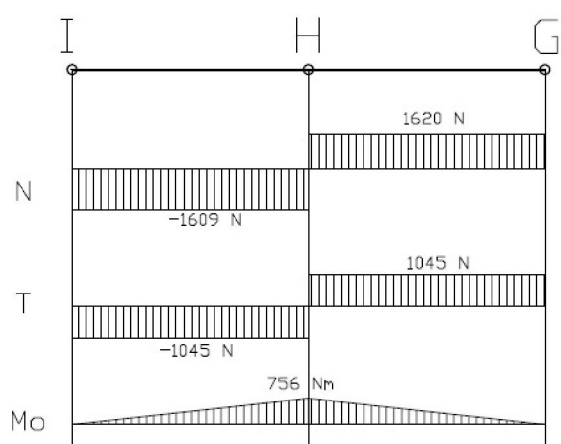
Obr. 29 VVÚ tělesa 5 v dolní poloze mechanismu



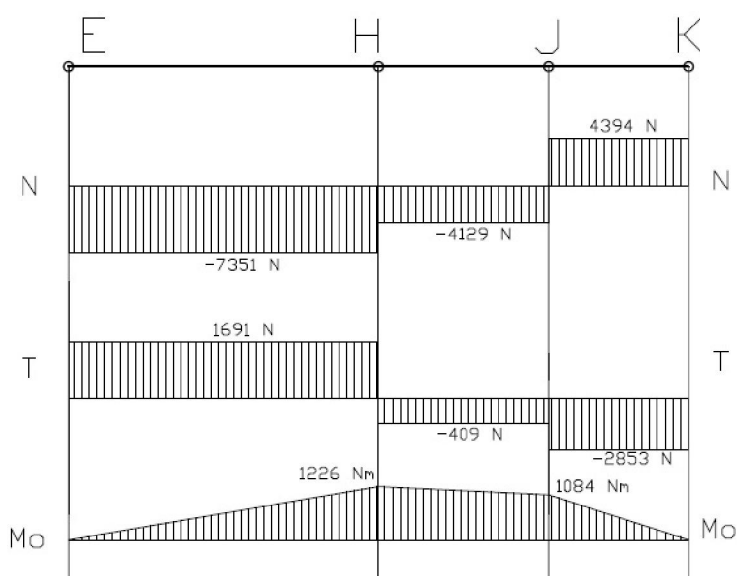
Obr. 30 VVÚ tělesa 2 v dolní poloze



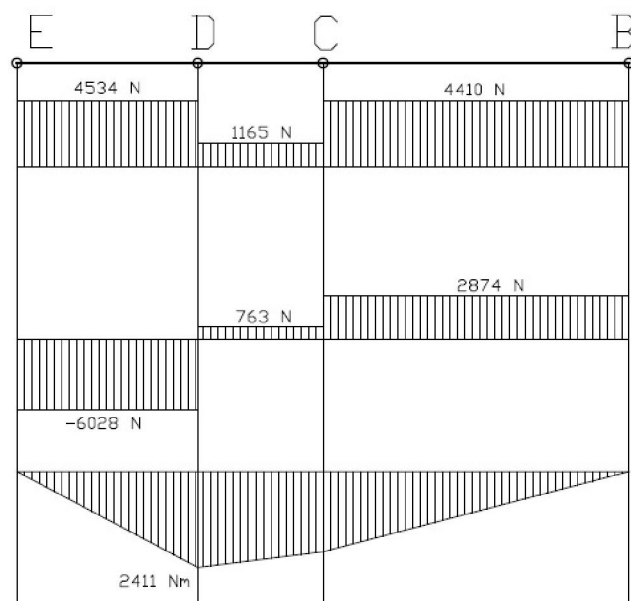
Obr. 31 VVÚ tělesa 4 v horní poloze mechanismu



Obr. 32 VVÚ tělesa 3 v horní poloze



Obr. 33 VVÚ tělesa 2 v horní poloze mechanismu



Obr. 34 VVÚ tělesa 5 v horní poloze

7 PEVNOSTNÍ KONTROLA MECHANISMU

7.1 KONTROLA PEVNOSTI NOSNÍKŮ

Při návrhu konstrukce nosníků, bylo použito uzavřených obdélníkových profilů o rozměrech $(100 \times 50 \times 6)$ mm. Materiál nosníků je konstrukční ocel 1.0570 (11 503) s dovoleným napětím v ohybu $\sigma_{o\,dov} = 100 \div 150 \text{ MPa}$.

Výpočet napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (7.1)$$

Kde M_o je ohybový moment $[Nm]$ a W_o je modul průřezu v ohybu $[m^3]$ pro zvolený profil nosníku.

Průřezový modul v ohybu byl zjištěn pomocí programu Autodesk Inventor 2013.

Těleso 4

Na tělese 4 byl zjištěn maximální ohybový moment v horní poloze zdviže o velikosti $M_o = 765 \text{ Nm}$.

$$\sigma_o = \frac{765}{40,17 \cdot 10^{-6}} = 19,04 \text{ MPa} \quad (7.2)$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{o\,dov} \Rightarrow \text{zvolený materiál a profil nosníku vyhovuje}$$

Těleso 2

Na tělese 2 byl zjištěn maximální ohybový moment v horní poloze zdviže o velikosti $M_o = 1226 \text{ Nm}$.

$$\sigma_o = \frac{1226}{40,17 \cdot 10^{-6}} = 30,52 \text{ MPa} \quad (7.3)$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{o\,dov} \Rightarrow \text{zvolený materiál a profil nosníku vyhovuje}$$

Těleso 5

Na tělese 5 byl zjištěn maximální ohybový moment ve střední poloze zdviže o velikosti $M_o = 4224 \text{ Nm}$.

$$\sigma_o = \frac{4224}{40,17 \cdot 10^{-6}} = 105,15 \text{ MPa} \quad (7.4)$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{o\,dov} \Rightarrow \text{zvolený materiál a profil nosníku vyhovuje}$$

7.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA ČEPŮ

Pro všechny čepy mechanismu je zvolen stejný materiál ocel 1.0050 (11 500).

Čepy je nutno pojistit proti podélnému posunutí, což je zajištěno pomocí závlačky. Pro snížení tlaku na čep je do nosníků vsazena a přivařena ocelová bežešvá trubka 1.0553 (11 523) o vnějším průměru $\varnothing D_t = 35$ mm a tloušťce stěny $s_t = 2,5$ mm, sloužící jako pouzdro pro čep, čímž se zvýšila styková plocha nosník-čep.

Následující tabulky zobrazují maximální velikosti sil v jednotlivých čepích v závislosti na poloze mechanismu.

síla	velikost [N]
F_C	873
F_G	562
F_H	1037
F_I	533
F_E	11298
F_J	13246
F_D	13246
F_K	2788

Tabulka 8 Maximální síly v jednotlivých čepích v dolní poloze mechanismu

síla	velikost [N]
F_C	986
F_G	590
F_H	1251
F_I	668
F_E	10999
F_J	14488
F_D	14488
F_K	3458

Tabulka 9 Maximální síly v jednotlivých čepích ve střední poloze mechanismu

síla	velikost [N]
F_C	3865
F_G	1928
F_H	3846
F_I	1918
F_E	7543
F_J	8866
F_D	8866
F_K	5239

Tabulka 10 Maximální síly v jednotlivých čepích v horní poloze mechanismu

Maximální zatížení čepu bylo zjištěno ve střední poloze mechanismu ve vazbě J silou F_J resp. ve vazbě D silou F_D .

$$F_J = \sqrt{F_{Jx}^2 + F_{Jy}^2} = \sqrt{11570^2 + 8721^2} = 14488,6 \text{ N} \quad (7.5)$$

Návrh nejmenšího průměru čepu

Při výpočtu nejmenšího průměru čepu vycházíme ze vztahu dle [12]

$$\tau_s = \frac{\beta \cdot T}{S_{\text{čep}}} \quad (7.6)$$

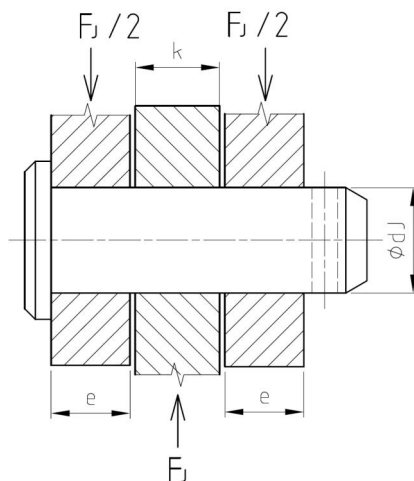
Kde β je součinitel vycházející ze Žuravského vztahu, pro kruhový průřez platí $\beta = \frac{4}{3}$, T je posouvající síla působící na čep v daném místě a $S_{\text{čep}}$ je plocha průřezu čepu.

$$S_{\text{čep}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{čep}}^2}{4} \quad (7.7)$$

Pro materiál oceli 1.0050 platí dovolené napětí ve smyku dle [13] str. 55 $\tau_{s \text{ dov}} = 40 \div 60 \text{ MPa}$, voleno $\tau_{s \text{ dov}} = 50 \text{ MPa}$.

$$d_{\text{čep}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{4}{3} \cdot F_J}{\pi \cdot \tau_{s \text{ dov}}}} = 22,2 \text{ mm} \quad (7.8)$$

Nejmenší průměr čepu volen ve vazbách B, K, I, A, J $d = 25 \text{ mm}$. \Rightarrow zvolený průměr vyhovuje



Obr. 35 Zatížení čepu ve vazbě J

(vazba J = místo připojení lineárního hydromotoru)

Kontrola čepu ve vazbě J na smyk

Napětí ve smyku

$$\tau_s = \frac{F_J}{2 \cdot \pi \cdot d_J^2} = \frac{2 \cdot F_J}{\pi \cdot d_J^2} \quad (7.9)$$

$$\tau_s = \frac{2 \cdot 14488,6}{\pi \cdot 25^2} = 14,8 \text{ MPa}$$

$$\tau_s \leq \tau_{s \text{ dov}}$$

$$14,8 \text{ MPa} \leq 50 \text{ MPa} \Rightarrow \text{čep vyhovuje z hlediska smykového namáhání} \quad (7.10)$$

Ohybové namáhání čepu ve vazbě J

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_J}{8} \cdot (2e + d)}{\frac{\pi \cdot d_J^3}{32}} = \frac{4F_J(2e + d)}{\pi \cdot d_J^3} \quad (7.11)$$

$$\sigma_o = \frac{4 \cdot 14488,6 \cdot (20 + 32,5)}{\pi \cdot 25^3} = 61,9 \text{ MPa} \quad (7.12)$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{o \text{ dov}} \Rightarrow \text{čep vyhovuje z hlediska ohybového namáhání}$$

Kde síla F_J [N] je největší síla působící na čep ve vazbě J, d [mm] je šířka táhla, e je tloušťka stěny [mm] držáku čepu v místě J a d_J je průměr čepu [mm] v místě J.

Kontrola čepu ve vazbě J na otlačení

$$p_J = \frac{\frac{F_J}{2}}{e \cdot d_J} \quad (7.13)$$

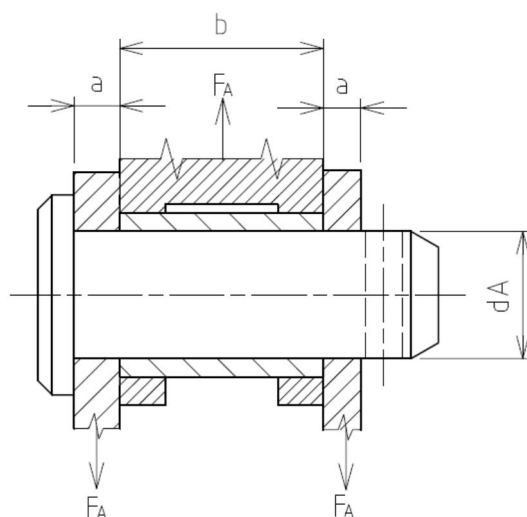
$$p_J = \frac{\frac{14488,6}{2}}{10 \cdot 25} = 28,9 \text{ MPa}$$

Kde p_J je stykový tlak [MPa] působící na čep v místě J, e je tloušťka stěny [mm] držáku čepu v místě J a d_J je průměr čepu [mm] v místě J.

Dovolený tlak ve stykových plochách pro materiál 11 500 a nepohyblivé uložení $p_{dov} = 40 \text{ MPa}$.

$$p_J \leq p_{dov} \quad \Rightarrow \quad \text{čep vyhovuje z hlediska kontroly na otlačení}$$

Kontrola čepu ve vazbě A



Obr. 36 Zatížení čepu vazba A

Ohybové namáhání čepu ve vazbě A

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_A}{8} \cdot (2a + b)}{\frac{\pi \cdot d_A^3}{32}} = \frac{4F_A(2a + b)}{\pi \cdot d_A^3} \quad (7.14)$$

$$\sigma_o = \frac{4 \cdot 2900,72 \cdot (12 + 34,5)}{\pi \cdot 25^3} = 11 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{o \text{ dov}} \Rightarrow \text{čep vyhovuje z hlediska ohybového namáhání}$$

Kde síla F_A [N] je největší síla působící na čep ve vazbě A, b [mm] je šířka táhla, a [mm] je šířka stěny profilu ramene a d_A [mm] je průměr čepu ve vazbě A.

Smykové namáhání čepu ve vazbě A

$$\tau_s = \frac{F_A}{\frac{2 \cdot \pi \cdot d_A^2}{4}} = \frac{2 \cdot F_A}{\pi \cdot d_A^2} \quad (7.15)$$

$$\tau_s = \frac{2 \cdot 2900,72}{\pi \cdot 25^2} = 3 \text{ MPa}$$

$$\tau_s \leq \tau_{s \text{ dov}} \Rightarrow \text{čep vyhovuje z hlediska smykového namáhání}$$

Kontrola čepu ve vazbě A na otlačení

Měrný tlak v táhle

$$p_A = \frac{F_A}{b \cdot d_A} \quad (7.16)$$

$$p_A = \frac{2900,72}{34,5 \cdot 25} = 3,4 \text{ MPa}$$

$$p_A \leq p_{\text{dov}} \Rightarrow \text{čep vyhovuje z hlediska kontroly na otlačení}$$

Měrný tlak v objímce

$$p_{Av} = \frac{F_A}{2 \cdot a \cdot d_A} \quad (7.17)$$

$$p_{Av} = \frac{2900,72}{2 \cdot 6 \cdot 25} = 10 \text{ MPa}$$

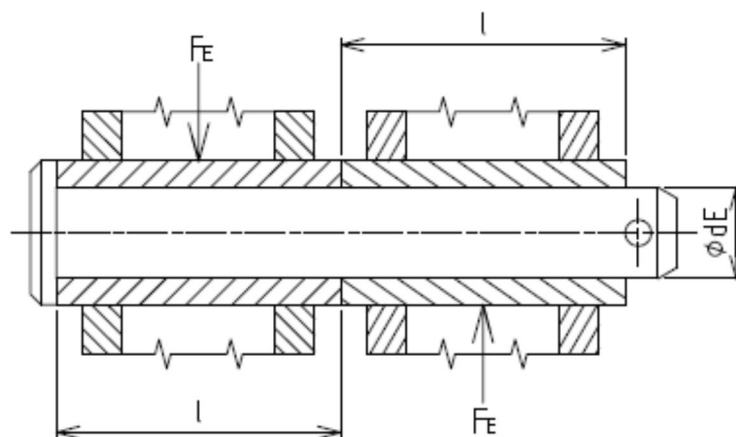
$$p_{Av} \leq p_{dov} \quad \Rightarrow \quad \text{čep vyhovuje z hlediska kontroly na otlačení}$$

Kontrola čepu ve vazbě E

Největší zatížení čepu ve vazbě E je v dolní poloze mechanismu silou F_E

$$F_E = \sqrt{F_{Ex}^2 + F_{Ey}^2} \quad (7.18)$$

$$F_E = \sqrt{10760^2 + 3446^2} = 11298 \text{ N}$$



Obr. 37 Zatížení čepu ve vazbě E

Kontrola na smyk (střih)

Smykové namáhání čepu ve vazbě E

$$\tau_s = \frac{F_E}{\frac{\pi \cdot d_E^2}{4}} = \frac{11298}{\frac{\pi \cdot 30^2}{4}} = 15,98 \text{ MPa} \quad (7.19)$$

$$\tau_s \leq \tau_{s\,dov} \quad \Rightarrow \quad \text{čep vyhovuje z hlediska smykového namáhání}$$

Kontrola čepu ve vazbě E na otlačení

$$p_E = \frac{F_E}{l \cdot d_E} = \frac{11298}{62 \cdot 30} = 6,07 \text{ MPa} \quad (7.20)$$

$$p_E \leq p_{\text{dov}} \quad \Rightarrow \quad \text{čep vyhovuje z hlediska kontroly na otláčení}$$

Ohybové namáhání čepu ve vazbě E

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_E}{8} \cdot (2 \cdot l)}{\frac{\pi \cdot d_E^3}{32}} = \frac{4F_E (2 \cdot l)}{\pi \cdot d_E^3} \quad (7.21)$$

$$\sigma_o = \frac{4 \cdot 11298 \cdot (2 \cdot 62)}{\pi \cdot 30^3} = 66,06 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{o \text{ dov}} \quad \Rightarrow \quad \text{čep vyhovuje z hlediska ohybového namáhání}$$

Na základě přechozích pevnostních výpočtů jednotlivých členů mechanismu, byly kontrolovány místa, která byla vyhodnocena jako nejkritičtější z hlediska silového namáhání a namáhání od ohybových momentů. Z výsledků pevnostních kontrol lze konstatovat, že navržené členy mechanismu jsou pro zatížení vzniklé v mechanismu vyhovující.

8 VOLBA HYDROMOTORU

K pohonu zdvihu byl zvolen jednočinný přímočarý hydromotor. Maximální síla působící ve vazbě J resp. D byla zjištěna $F_J = 14488,6\text{ N}$. Potřebný zdvih hydromotoru je $Z = 465\text{ mm}$.

Výpočet průměru pístu hydromotoru

Průměr pístu je stanoven pomocí maximální síly působící na hydromotor a jmenovitého tlaku. Jmenovitý tlak je zjištěn na základě volby hydromotoru z katalogu firmy Hydraulics s.r.o. [14], a to konkrétně $p_h = 20\text{ MPa}$ stanovený výrobcem.

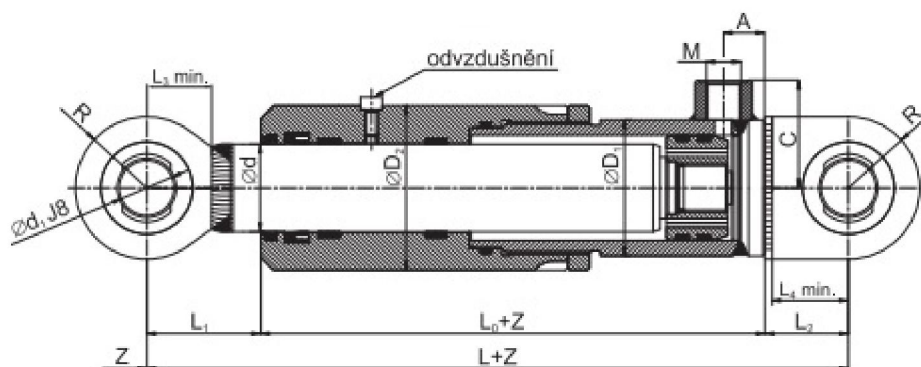
$$p_h = \frac{F_J}{S_v} = \frac{F_J}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \quad (8.1)$$

Kde p_h [MPa] je jmenovitý tlak a S_v [mm²] je plocha pístu lineárního motoru a d [mm] je průměr pístu hydromotoru.

Po úpravě

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_J}{p_h \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 14488,6}{20 \cdot \pi}} = 30,4\text{ mm} \quad (8.2)$$

Vzhledem k podmínce minimálního průměru čepu, která byla počítána v rovnici (7.6) ve vazbě J ($d_{\text{čep}} = 22,2\text{ mm}$), je z katalogu výrobce vybrán lineární hydromotor s průměrem pístní tyče $d=40\text{ mm}$ a průměrem oka pro čep $d_1=25\text{ mm}$.



Obr. 38 Lineární hydromotor série ZH-PL1 [14]

	Ød	L0	L1	L2	L	ØD1	ØD2	Ød1	R	Z		P _{max}	P _h
[mm]	40	95	52	38	185	55	70	25	32,5	465	[MPa]	25	20

Tabulka 11 Hlavní rozměry hydromotoru

ZÁVĚR

Tato bakalářská práce se zabývala návrhem zdvižného pozičního stolu pro přepravu materiálu mezi dvěma úrovněmi dopravníkové linky. Pro řešení zdvihu byl zvolen nůžkový mechanismus, který umožňuje dostatečný zdvih při malé zástavné ploše. Podavač palet na stole byl řešen pomocí válečkové tratě poháněné převodovým motorem a řetězovým převodem.

Zatížení mechanismu bylo řešeno jako zatížení silou od tíhy břemene a tíhy samotného stolu, které působí v jeho těžišti. Po sestavení rovnic statické rovnováhy byly vypočítány velikosti jednotlivých sil ve všech vazbách mechanismu. Zatížení bylo kontrolováno v několika polohách jak samotného mechanismu, tak polohách přepravovaného materiálu. Pomocí zjištěných sil bylo možné určit výsledné vnitřní účinky. Poté proběhla pevnostní kontrola nosníků obdélníkového profilu na ohyb a kontrola čepů na ohyb, smyk a otláčení v pouzdrech nůžkového mechanismu. Pevnostní kontrola prokázala, že navržený materiál a profil nosníků i materiál a rozměry čepů, jsou z hlediska namáhání vyhovující.

Pohon zdvihu nůžkového mechanismu byl řešen pomocí lineárního hydromotoru. Dle zjištěné maximální zatěžující síly, potřebného zdvihu a jmenovitého tlaku, byl vypočítán minimální průměr pístnice, na základě čehož byl z katalogu výrobce vybrán nejvhodnější hydromotor.

Tato bakalářská práce splnila své cíle a bylo dosaženo požadovaných parametrů. Práce je schopna poskytnout informace o tom, jak postupovat při návrhu zdvižného nůžkového mechanismu.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Řemeny, převody a dopravní pásy. TYMA [online]. 2015. [cit. 2015-02-15]. Dostupné z: <http://www.tyma.cz/produkty/detail/retez-10b-1-din8187-5-8x3-8-61205/>.
- [2] Válečkové řetězy. HABERKORN [online]. 2015. [cit. 2015-02-15]. Dostupné z: <http://www.haberkorn.cz/files/file/pohonne-systemy/pohony-retezy/retezy/e2.pdf>.
- [3] Řetězová kola. S kalenými zuby pro Taper Lock. HABERKORN [online]. 2015. [cit. 2015-02-15]. Dostupné z: http://www.haberkorn.cz/files/file/pohonne-systemy/pohony-retezy/retezova-kola/06_retezova-kola_web_90-95.pdf.
- [4] Upínací pouzdro Taper Lock. HABERKORN [online]. 2015. [cit. 2015-02-15]. Dostupné z: http://www.haberkorn.cz/data/files/file/pohonne-systemy/prislusenstvi-pohonu/08_Spojneni-hridel-naboj_taper-lock.pdf.
- [5] Dopravníkový váleček. Série 3560. INTERROLL [online]. 2015. [cit. 2015-02-15]. Dostupné z: http://www.interroll.com/media/products_1/mf_products_staging/ms_serie_3560_schwer/Serie_3560_schwer~8.pdf.
- [6] INTERROLL [online]. 2015. [cit. 2015-02-17]. Dostupné z: http://www.interroll.com/media/products_1/mf_products_staging/ms_serie_3560_schwer/Serie_3560_schwer~8.pdf.
- [7] ŘETĚZY VAMBERK [online]. 2015. [cit. 2015-02-24]. Dostupné z: http://www.retezy-vam.com/images/stories/PDF/vypocet_valeckoveho_retezu.pdf.
- [8] Valivé tření (valivý odpor). CONVERTER [online]. 2015. [cit. 2015-02-24]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>.
- [9] Technická data a parametry. SEW EURODRIVE [online]. 2015. [cit. 2015-02-24]. Dostupné z: http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/16795210_G08.pdf.
- [10] Převodový motor SEW EURODRIVE [online]. 2015. [cit. 2015-02-24]. Dostupné z: http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/16795210_G06.pdf.
- [11] POKORNÝ, Přemysl, Ing.. Dopravní a manipulační zařízení: řešené příklady. [online]. Brno: 2002 [2015-03-07]. Dostupné z: <http://www.iae2.fme.vutbr.cz/opory/DMZ-prikklady.pdf>.
- [12] HORNÍKOVÁ, J., ŠANDERA P. Pružnost a pevnost: Interaktivní učební text. 1. vyd. Brno: CERM, 2003. ISBN 80-720-4268-8
- [13] LEINVEBER, J – VÁVRA, P. Strojnické tabulky druhé doplněné vydání. Úvaly: Albra, 2005. ISBN 80-7361-011-6
- [14] Výrobní katalog přímočarých hydromotorů. HYDRAULICS S.R.O. [online]. 2009 [2015-04-17]. Dostupné z: http://www.hydraulics.cz/system/pdf_czs/7/original/ZH-PL1_str38.pdf?1260383885

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	osová vzdálenost řetězového kola motoru a válečku
a_1	[mm]	šířka stěny profilu ramene
b	[mm]	šířka táhla
C	[-]	součinitel pro výpočet délky řetězu
d_1	[mm]	průměr oka pro čep hydromotoru
d_A	[mm]	průměr čepu ve vazbě A
$d_{\text{čep}}$	[mm]	průměr čepu
d_E	[mm]	průměr čepu ve vazbě E
d_J	[mm]	průměr čepu ve vazbě J
D_{pv}	[mm]	průměr roztečné kružnice řetězového kola
D_v	[mm]	průměr válečku
e	[mm]	tloušťka stěny držáku čepu
EL	[mm]	montážní délka válečku
F_{Ax}	[N]	síla působící ve vazbě A ve směru osy x
F_{Ay}	[N]	síla působící ve vazbě A ve směru osy y
F_{By}	[N]	síla působící ve vazbě B ve směru osy y
F_C	[N]	síla působící ve vazbě C
F_{Cx}	[N]	síla působící ve vazbě C ve směru osy x
F_D	[N]	síla působící ve vazbě D
F_{Dx}	[N]	síla působící ve vazbě D ve směru osy x
F_{Dy}	[N]	síla působící ve vazbě D ve směru osy y
F_E	[N]	síla působící ve vazbě E
F_{Ex}	[N]	síla působící ve vazbě E ve směru osy x
F_{Ey}	[N]	síla působící ve vazbě E ve směru osy y
F_G	[N]	síla působící ve vazbě G
F_{Gx}	[N]	síla působící ve vazbě G ve směru osy x
F_{Gy}	[N]	síla působící ve vazbě G ve směru osy y
F_H	[N]	síla působící ve vazbě H
F_{Hx}	[N]	síla působící ve vazbě H ve směru osy x
F_{Hy}	[N]	síla působící ve vazbě H ve směru osy y
F_I	[N]	síla působící ve vazbě I
F_{Ix}	[N]	síla působící ve vazbě I ve směru osy x

F_{Iy}	[N]	síla působící ve vazbě I ve směru osy y
F_J	[N]	síla působící ve vazbě J
F_{Jx}	[N]	síla působící ve vazbě J ve směru osy x
F_{Jy}	[N]	síla působící ve vazbě J ve směru osy y
F_K	[N]	síla působící ve vazbě K
F_{Ky}	[N]	síla působící ve vazbě K ve směru osy y
F_p	[N]	síla od hmotnosti břemene
F_s	[N]	síla od hmotnosti stolu
F_t	[N]	třecí síla na válečcích
g	[m.s ⁻²]	tíhové zrychlení
i	[-]	převodový poměr
i_v	[-]	počet stupňů volnosti volného tělesa
J	[kg.m ²]	moment setrvačnosti válečku
J_{mot}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti motoru
k_1	[-]	počet poháněných válečků
k_a	[-]	počet válečků pod předmětem
L	[mm]	celková délka válečkové tratě
l	[mm]	šířka vsazené tyče
L_1	[mm]	délka kruhového oblouku řetězového kola válečku
L_3	[mm]	délka kruhového oblouku řetězového kola
L_c	[mm]	celková délka hnacího řetězu
L_{h2}	[mm]	délka hnané řetězové smyčky
L_v	[mm]	osová vzdálenost válečků
M_a	[Nm]	výstupní krouticí moment
m_{celk}	[kg]	celková hmotnost přepravovaného břemene i s paletou
m_e	[kg]	hmotnost europalety
M_k	[Nm]	krouticí moment motoru
m_m	[kg]	hmotnost břemene
M_m	[Nm]	moment na hřídeli motoru při rozběhu
m_{mot}	[kg]	hmotnost motoru
M_o	[Nm]	ohybový moment
M_{od}	[Nm]	moment od stálých odporů
M_{roz}	[Nm]	rozběhový moment motoru

m_s	[kg]	hmotnost stolu
M_{zp}	[Nm]	moment zrychlujících sil rotujících hmot
M_{zv}	[Nm]	moment zrychlujících sil rotujících hmot
n	[-]	počet předmětů na trati
n_a	[min ⁻¹]	výstupní otáčky motoru
n_k	[min ⁻¹]	výstupní otáčky motoru
p	[mm]	rozteč řetězu válečkové tratě
p_A	[MPa]	měrný tlak v táhle
p_{Av}	[MPa]	měrný tlak v objímce
p_h	[MPa]	jmenovitý tlak hydromotoru
p_J	[MPa]	stykový tlak
P_m	[W]	výkon motoru
P_{max}	[MPa]	maximální tlak hydromotoru
P_{skut}	[W]	skutečný výkon potřebný k pohonu válečkové tratě
P_{teor}	[W]	teoreticky potřebný výkon motoru
q_1	[N]	zatížení připadající na jeden váleček
q_{max}	[N]	maximální dovolené zatížení válečku
RL	[mm]	referenční délka válečku
R_v	[m]	poloměr válečku
s	[mm]	tloušťka stěny válečku
$S_{čep}$	[mm ²]	průřezová plocha čepu
SR	[-]	statická rovnováha
S_v	[mm ²]	plocha pístu lineárního hydromotoru
t_s	[s]	doba rozběhu předmětu
v_p	[m.s ⁻¹]	rychlost pojezdu palety
$VVÚ$	[-]	výsledné vnitřní účinky
W_o	[m ³]	modul průřezu v ohybu
X_1	[-]	počet článků řetězu hnané smyčky
X_2	[-]	počet článků řetězu hnací smyčky
Z	[mm]	zdvih lineárního hydromotoru
z_1	[-]	počet zubů řetězového kola válečku
z_2	[-]	počet zubů řetězového kola na motoru
z_p	[-]	celkový počet poháněných válečků

α_1	[°]	úhel opásání řetězového kola
β	[°]	úhel sklonu tratě
ε	[rad.s ⁻²]	úhlové zrychlení válečku
η	[-]	účinnost řetězového převodu
ξ_1	[m]	rameno valivého odporu
σ_o	[MPa]	napětí v ohybu
σ_{odov}	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
τ_s	[MPa]	napětí ve smyku
$\tau_{s\,dov}$	[MPa]	dovolené smykové napětí
ω_v	[rad.s ⁻¹]	úhlová rychlost válečku

SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

ZDVIŽNÝ POZIČNÍ STŮL	1-BP-15-A01/01
ZDVIŽNÝ POZIČNÍ STŮL	1-BP-15-01/1K
ZDVIŽNÝ POZIČNÍ STŮL	1-BP-15-01/2K
STŮL	2-BP-15-A01/02
STŮL	2-BP-15-02/1K
STŮL	2-BP-15-03/2K
PRACOVNÍ POLOHY	3-BP-15-A1/00